

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК 621.941

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему «Розширення кінематичних характеристик токарно-гвинторізного верстату»

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

_____ Джелілов Алім Русланович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

_____ (посада, науковий ступінь та членське звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу _____

_____ (посада, науковий ступінь та членське звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів
і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2017 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Джелілову Аліму Руслановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Розширення кінематичних характеристик токарно-гвинторізного верстату»

науковий керівник дисертації Даниленко О.В., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: токарно-гвинторізний верстат мод. 1М63

4. Вихідні дані: робочі креслення типової деталі «Вал»; креслення деталі «Кришка» для написання програми керування верстату з ЧПК.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1) Опис базового верстату; 2) Обґрунтування доцільності модернізації; 3) Кінематичний і конструкторський розрахунок ПГР; 4) Розрахунок ШВ; 5) Додаткове оснащення; 6) Складання програми керування верстату з ЧПК

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Загальний вид верстату; 2) Особливості типової деталі; 3) Аналітично-інформаційне

дослідження; 4) Кінематична схема; 5) Розгортка КШ та ШВ; 6) Додаткове оснащення; 7) Програмування вертату з ЧПК

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Опис базового верстату.		
2	Обґрунтування доцільності модернізації		
3	Кінематичний розрахунок ПГР		
4	Конструкторський розрахунок ПГР		
5	Розрахунок ШВ		
6	Додаткове оснащення		
7	Програмування верстату з ЧПК		
8	Оформлення креслень і ПЗ		

Студент _____ Джелілов А.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

РЕФЕРАТ

В дипломному проекті проаналізовано конструкцію токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63. Обґрунтовано напрями модернізації верстату. Проведено кінематичний та конструкторський розрахунок приводу головного руху та шпиндельного вузла на точність і жорсткість. Запропоновано додаткове оснащення для затиску типової деталі. Складено програму обробки на верстаті з ЧПК. Надано рекомендації з охорони праці та техніки безпеки.

Актуальність. В сучасних економічних умовах України набагато важче зпроектувати та зконструювати новий верстат, ніж модернізувати той, що вже має виробництво. Одним з таких найпоширеніших верстатів є токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63.

Сучасний металорізальний інструмент дозволяє підняти швидкості різання при обробці конструкційних сталей та чавуну. Це вимагає зміни кінематичних характеристик верстату.

Тема. Розширення кінематичних характеристик токарно-гвинторізного верстату в сучасних умовах є актуальним.

Метою проекту є підвищення продуктивності обробки на верстаті моделі 1М63 шляхом підвищення максимальної частоти обертання шпинделя та застосування двигуна з безступінчастим керуванням обертів.

Задачі:

- аналіз конструкції базового верстату;
- аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів;
- обґрунтування модернізації;
- розрахунок нових ПГР та ШВ;
- складання програми обробки однієї з деталі коробки швидкостей.

Об'єкт дослідження: кінематичні характеристики приводу головного руху.

Суб'єкт дослідження: токарно-гвинторізний верстат моделі 1М63.

Висновки:

1. Основними напрямками розширення кінематичних можливостей токарного верстата прийнято: підвищення максимальної частоти обертання шпинделя та застосування двигуна з безступінчастим керуванням обертів.
2. На основі аналітично-інформаційне дослідження обрано наступні характеристики модернізованого верстату:
 - максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 4000$ об/хв;
 - мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min} = 100$ об/хв;
 - потужність двигуна шпинделя $N_{\text{ел}} = 13$ кВт
3. ПГР модернізованого верстата складається з електродвигуна постійного струму серії 4ПФ132М та двохступінчастої коробки швидкостей.
4. Обґрунтовано і прийнято наступна компоновка ШВ: у передній опорі встановлено два кулькових однорядних радіально-упорних підшипника типу 36122 ГОСТ 831-75, а в задній опорі – два підшипники – шарикові однорядні радіально-упорні типу 36128К ГОСТ 831-75.
5. Запропоновано додаткове оснащення для обробки типової деталі, а саме – трьохкулачковий затискний поводковий патрон.
6. Складено програму обробки деталі «Кришка» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN». Програма складається з 31 кадрів, де використовується п'ять інструментів. Час обробки деталі склав дев'ять хвилин і тридцять сім секунд.

РЕФЕРАТ

В дипломном проекте проанализировано конструкцию токарно-винторезного станка модели 1М63. Обоснованы направления модернизации станка. Проведено кинематический и конструкторский расчет привода главного движения и шпиндельного узла на точность и жесткость. Предложено дополнительное оснащение для зажима типовой детали. Составлена программа обработки на станке с ЧПУ. Даны рекомендации по охране труда и технике безопасности.

Актуальность. В современных экономических условиях Украины намного труднее спроектировать и сконструировать новый станок, чем модернизировать то, что уже имеет производство. Одним из таких распространенных станков является токарно-винторезный станок модели 1М63.

Современный металлорежущий инструмент позволяет поднять скорости резания при обработке конструкционных сталей и чугуна. Это требует изменения кинематических характеристик станка.

Тема. Расширение кинематических характеристик токарно-винторезного станка в современных условиях является актуальным.

Целью проекта является повышение производительности обработки на станке модели 1М63 путем повышения максимальной частоты вращения шпинделя и применение двигателя с бесступенчатым управлением оборотов.

Задачи:

- анализ конструкции базового станка;
- аналитически-информационное исследование станков аналогов;
- обоснование модернизации;
- расчет новых ПГД и ШУ;
- составление программы обработки одной из детали коробки скоростей.

Объект исследования: кинематические характеристики привода главного движения.

Субъект исследования: токарно-винторезный станок модели 1М63.

Выводы:

1. Основными направлениями расширения кинематических возможностей токарного станка принято: повышение максимальной частоты вращения шпинделя и применение двигателя с бесступенчатым управлением оборотов.

2. На основе аналитически-информационного исследования выбраны следующие характеристики модернизированного станка:

- Максимальная частота вращения шпинделя $n_{\max} = 4000$ об / мин;
- Минимальная частота вращения шпинделя $n_{\min} = 100$ об / мин;
- Мощность двигателя шпинделя $N_{\text{ел}} = 13$ кВт

3. ПГД модернизированного станка состоит из электродвигателя постоянного тока серии 4ПФ132М и двухступенчатые коробки скоростей.

4. Обоснована и принята следующая компоновка ШУ: в передней опоре установлено два шариковых однорядных радиально-упорных подшипника типа 36122 ГОСТ 831-75, а в задней опоре - два подшипника - шариковые однорядные радиально-упорные типа 36128К ГОСТ 831-75.

5. Предложено дополнительное оснащение для обработки типовой детали, а именно - трехкулачковый зажимной поводковый патрон.

6. Составлена программа обработки детали «Крышка» на станке с ЧПУ в среде «HEIDENHAIN». Программа состоит из 31 кадра, где используется пять инструментов. Время обработки детали составило девять минут тридцать семь секунд.

ABSTRACT

In the thesis project analyzed the design of screw-cutting lathe model 1M63. The directions of modernization of the machine. A kinematic design and calculation leads main motion and spindle hub on precision and rigidity. An additional clamping equipment for standard parts. Compiled application processing on CNC machines. The recommendations on health and safety.

Topicality. In the current economic conditions more difficult zproektuvaty Ukraine and zkonstruyuvaty new machine than to upgrade the one that already has production. One of these tools is the most common screw-cutting lathe model 1M63.

Modern metal-cutting tools allow to raise the processing speed of cutting structural steel and cast iron. This requires a change of kinematic characteristics of the machine.

Topic. Expansion kinematic characteristics of screw-cutting lathe in modern terms is relevant for the machine.

The project aims to increase processing performance on the machine model 1M63 by increasing the maximum speed of the spindle motor and the application of the stepless speed control.

Objectives:

- Analysis of the baseline design tools;
- Analytical and information research tools analogues;
- Support modernization;
- Calculation of new MARA and CW;
- A program processing details of one of the gearbox.

Object of study: kinematic characteristics regarding the main motion.

The subject of the research: screw-cutting lathe model 1M63.

Conclusions:

1. The main directions of expansion opportunities kinematic lathe taken: raising maximum speed of the spindle motor and the application of the stepless speed control.

2. Based on the analytical and research information selected following characteristics modernized machine:

- The maximum spindle speed $n_{\max} = 4000 \text{ rev / min}$;
- The minimum spindle speed $n_{\min} = 100 \text{ rev / min}$;
- Engine power spindle $N_{el} = 13 \text{ kW}$

3. MARA modernized machine consists of an electric DC series 4PF132M and dvohstupinchastoyi gearbox.

4. substantiated and adopted the following arrangement CW: In front of resistance has two single-row ball bearing type bearing 36122 GOST 831-75, and the back support - two bearings - Single-row ball bearing type 36128K GOST 831-75.

5. An additional equipment to handle standard parts - namely trohkulachkovyy povodkovyy clamping chuck.

6. Compiled processing program details "cover" on the CNC lathe in the environment «HEIDENHAIN». The program consists of 31 frames that use five tools. The processing details was nine minutes and thirty seven seconds.

Зміст

Вступ	9
1. Опис базового верстату	10
1.1 Призначення та галузь застосування токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63	10
1.2 Технічні характеристики верстата	11
1.3 Будова верстата	13
2. Обґрунтування модернізації базового верстату моделі 1М63	20
2.1 Особливості типової деталі	20
2.2 Напрямки розширення технологічних можливостей токарного верстата	21
2.3 Аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів	21
2.4 Вибір електродвигуна	27
3. Розрахунок ПГР	29
3.1 Визначення структурної формули	29
3.2 Побудова структурної сітки	32
3.3 Побудова графіку частот обертів	33
3.4 Кінематичні характеристики ПГР	34
4. Розрахунок елементів приводу	36
4.1 Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі на витривалість зубів при згині	36
4.2 Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів	39
4.3 Перевірочний розрахунок на витривалість зубів при згині	40
4.4 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів	43
5. Розрахунок шпиндельного вузла	50
5.1 Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла	50
5.2 Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість	53

					<i>МД.1М63.00.000.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата			
Розроб.		Джелілаб			Розширення кінематичних характеристик токарно-гвинторізного верстату		
Перевір.		Даниленко					
Н. Контр.							
Затверд.					НТУУ «КПІ» ім. Сікорського ММІ, КВМ		
					Літера	Аркуш	Аркушів
						7	82

6. Додаткове оснащення	58
7. Написання програми обробки деталі «Підп'ятник» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN»	60
7.1 Сучасні системи «HEIDENHAIN»	60
7.2 Режими різання	63
7.3 Складання програми обробки	66
7.4 Тест програми	70
8. Охорона праці	72
8.1 Загальна інформація	72
8.2 Техніка безпеки при роботі на токарному верстаті	72
8.3 Облік вимог охорони навколишнього середовища при застосуванні змащувально - охолоджуючих технологічних засобів	73
8.4 Електробезпека проектного устаткування	75
8.5 Пожежна безпека	77
Висновки	79
Перелік посилань	81

Вступ

Машинобудування є основою науково - технічного прогресу в галузях народного господарства. Безперервне вдосконалення і розвиток машинобудування пов'язані із прогресом верстатобудування, оскільки МРВ разом із іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів обладнання.

В сучасних економічних умовах України набагато важче зпроектувати новий верстат, ніж модернізувати той, що вже має виробництво. Верстати токарної групи є одними з найпоширенішими з усього загалу.

Основним об'єктом даного проекту є токарно-гвинторізний верстат моделі 1М63. Звісно, що в сучасних умовах цей верстат не може задовольнити багато потреб верстатників.

Та в умовах середньосерійного виробництва, коли для чорнової обробки не вимагається висока точність, можна завантажувати верстати старих моделей, як, наприклад, 1М63, але з деякою модернізацією.

Тому є необхідність реконструкції ПГР та деяких вузлів даного верстату.

Таким чином завданням даного проекту є модернізація токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63 з ціллю розширення його кінематичних можливостей за рахунок підвищення максимальної частоти обертання шпинделя та зміну типу двигуна.

Метою модернізації є підналагодження приводу головного руху верстата в заданий діапазон частот обертання.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		1

1.

1. Опис базового верстату

1.1 Призначення та галузь застосування токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63

Верстат токарно-гвинторізний моделі 1М63 (рис. 1.1) є швидкісним універсальним верстатом, призначеним для виконання різноманітних токарних і гвинторізних робіт з чорним і кольоровим металом, включаючи точіння конусів і нарізування метричних, модульної, дюймової та пігчевої різьб.

Жорстка конструкція верстата, високі частоти обертання шпинделя (1250 об/хв) і порівняно велика потужність приводу (13 кВт) дають можливість використовувати його як швидкісний верстат з застосуванням різців з швидкорізальної сталі і твердих сплавів.

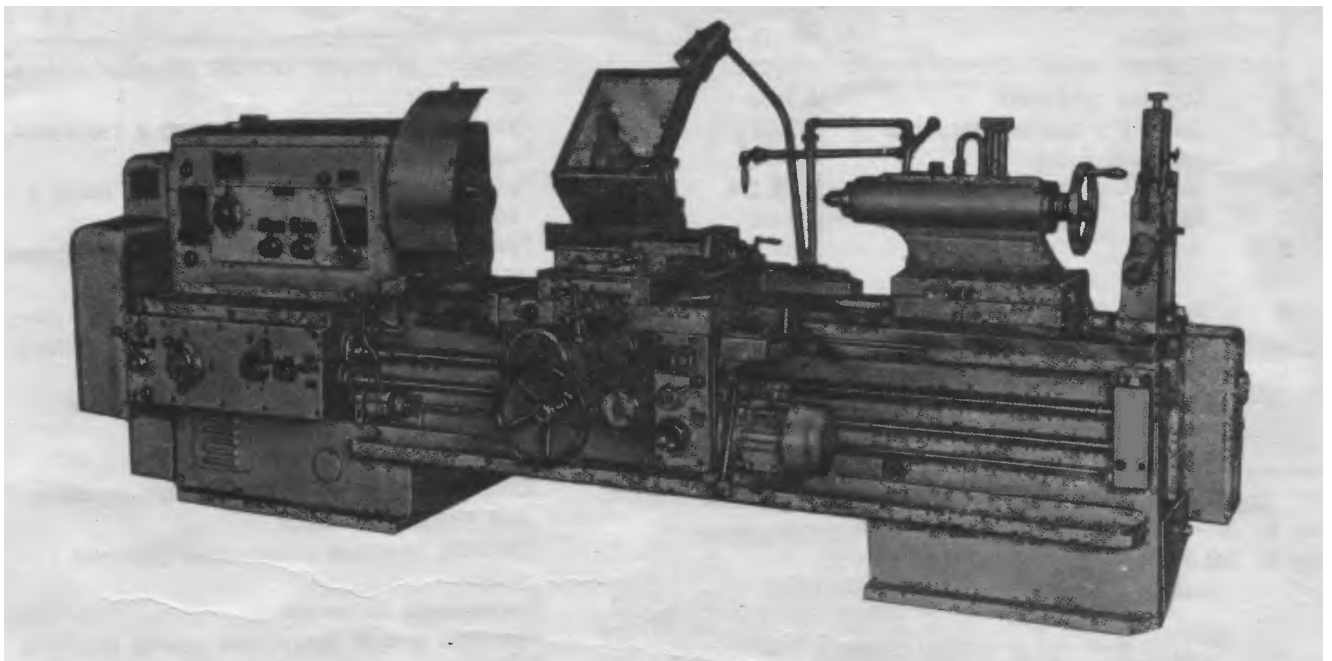


Рис. 1.1 – Загальний вигляд токарно-гвинторізного верстата моделі 1М63

					МД. 1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		2

1.2 Технічні характеристики верстата

Технічні характеристики верстата наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

1. Найменування параметра й розміру	2. Величина
1. Найбільший діаметр виробу, мм:	
- Оброблюваного над станиною	630
- Оброблюваного над супортом	350
2. Найбільша довжина виробу, оброблюваного в центрах, мм	1260
3. Діаметр отвору в шпинделі шпиндельної бабки, мм	65
4. Частота обертання шпинделя, об/хв	16—1600
5. Кількість швидкостей обертання шпинделя:	
- прямого обертання	22
- зворотного обертання	11
6. Межі частот обертання шпинделя, об / хв:	
- прямого обертання	10-1250
- зворотного обертання	18-1800
7. Кількість подач:	
- поздовжніх	44
- поперечних	44
8. Межі подач, мм / об:	
- поздовжніх	0,064-1,025
- поперечних	0,026-0,38
9. Кількість різьб нарізання:	
- метричних	56
- модульних	55
- дюймових	33
- пітчевих	52
10. Кроки різьб нарізання:	
- метричних, мм	1-192
- модульних, модуль	0,5-48
- дюймових, ниток на дюйм	24-1 / 4

- пітчевих, пітч	96-7 / 8
11. Габаритні розміри верстата (довжина, ширина, висота), мм	3530x1680x1290
12. Маса верстата (без устаткування), кг	4300
13. Кількість різців, встановлених в різцевій голівці	4
14. Найбільша відстань від осі центрів до кромки резцетримача, мм.	320
15. Найбільше поздовжнє переміщення, мм .	1260
16. Найбільше поперечне переміщення, мм	400
17. Ціна одного розподілу лімба, мм:	
- при поздовжньому переміщенні	1
- при поперечному переміщенні на діаметр	0,05
18. Переміщення на один оборот лімба, мм:	
- поздовжнє	300
- поперечне	5
19. Швидкість прискореного переміщення супорта, м / хв:	4,5
- подовжнього ходу	1,6
- поперечного ходу	

1.3 Будова верстата

Станина.

Станина верстата має жорстку конструкцію з похилими вікнами для відводу стружки. Задня направляюча для каретки супорта плоска, передня - призматична, передня напрямна для задньої бабки плоска, а задня - призматична.

Станина виконана суцільнолитою на двох тумбах. У лівій тумбі на плиті, що має регулювання для натягу ременів, поміщений електродвигун головного приводу. У правій тумбі встановлений бак з емульсією і електронасос системи охолодження.

Коробка швидкостей.

Коробка швидкостей кріпиться до лівої головної частини станини. Приводний шків 6 (рис 1.2) коробки швидкостей отримує рух від електродвигуна через кліноременну передачу. Регулювання механізму головного руху ступінчастий. Обертання шківів приводить в рух цілий ряд шестерень коробки швидкостей, послідовним переключенням яких можна отримати 24 швидкості обертання шпинделя, з яких дві перекриваються. Самі високі шість швидкостей шпиндель отримує непосредньо від валу 7, що сприяє різкому підвищенню ККД верстата при роботі на високих швидкостях, а також значного зменшення шуму.

Установка певних частот обертання шпинделя здійснюється пересуванням зубчастих коліс по валах за допомогою двох рукояток 2 і І, що знаходяться на лицьовій частині коробки швидкостей. Всі зубчасті колеса виконані з якісної сталі з відповідною термообробкою і сидять на шліцевих валиках, що обертаються в кулькових і роликів підшипниках. Передньою опорою сталевго пустотілого шпинделя 9 є радіальний дворядний

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

регульований роликopідшипник 10 з короткими циліндричними роликами, а задній - радіально-упорні шарикopідшипники 4. Осьове навантаження на шпиндель сприймається упорним шарикopідшипником 3, який знаходиться біля задньої опори шпинделя.

Для пуску, зупинки та включення швидкого зворотнього ходу мається фрикційна пластинчаста муфта 5. Введення в дію муфти відбувається рукоятками, що знаходяться на станині у передньої бабки і на фартусі.

Гальмування шпинделя проводиться автоматично в момент вимикання фрикційної муфти за допомогою електромагнітної муфти 8.

У коробці швидкостей є механізми, що дають можливість реверсировать рух супорта, збільшити крок нарізати різьблення в 4 або 16 разів.

Задня бабка

Задня бабка має жорстку конструкцію. Після установки на напрямні станини задня бабка кріпиться на ній за допомогою двох планок і чотирьох болтів.

Переміщення задньої бабки уздовж станини полегшується вмонтованими в місток чотирма подпружиненими шарикopідшипниками. Для визначення величини переміщення пінолі при свердлильних операціях поруч з маховиком на гвинті встановлений лімб.

Супорт

Супорт хрестової конструкції має поздовжнє переміщення по напрямних станини і поперечне - по напрямних каретки I (рис. 1.3). Обидва переміщення можуть бути ручними або механічними, а механічне - робочим або прискореним. Поворотна частина супорта 2 має напрямні для переміщення верхньої частини супорта 4 з різцевої головкою 3.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

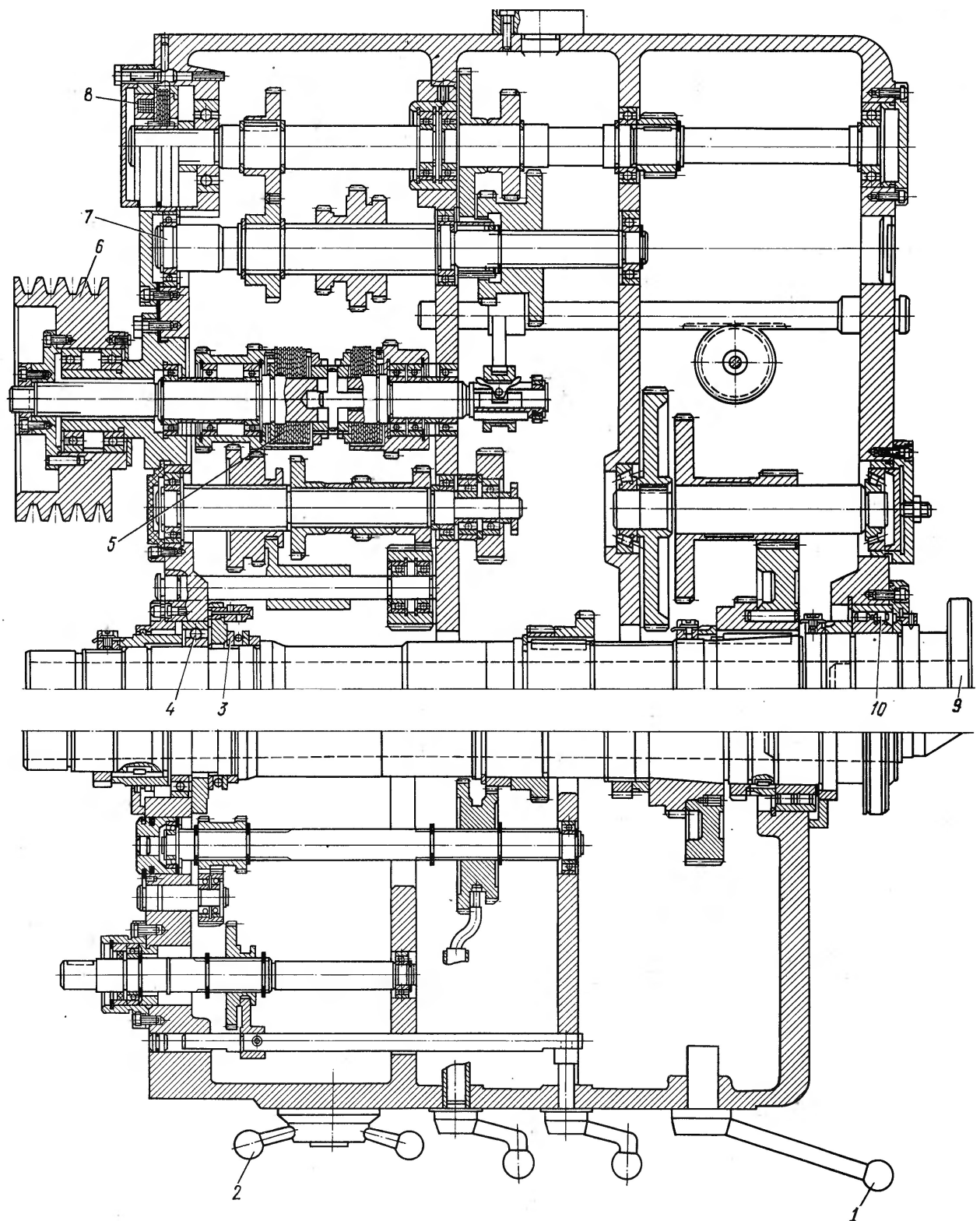


Рис. 1.2 – Коробка швидкостей

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

7

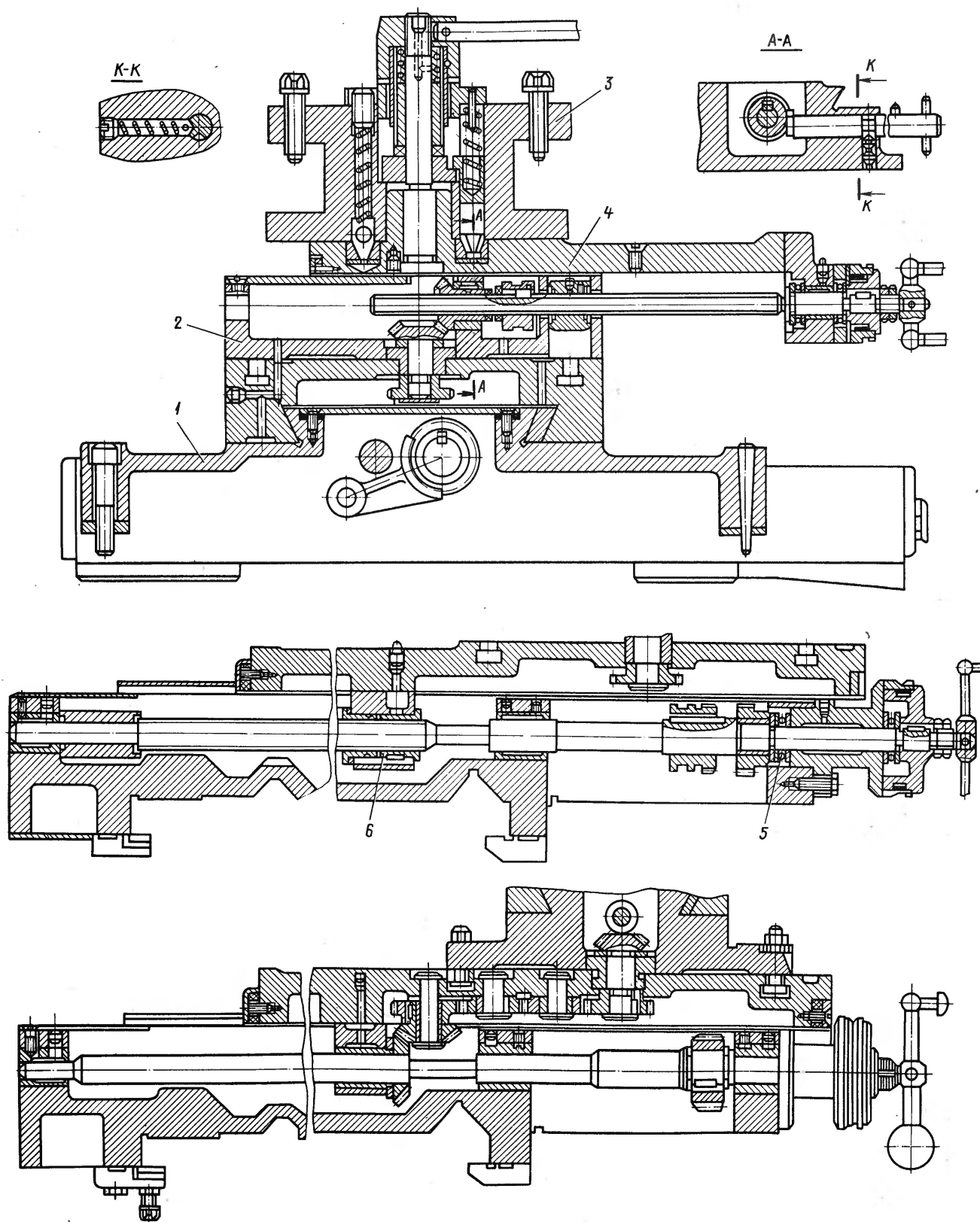


Рис. 1.3 – Супорт

Верхня частина супорта також може переміщатися вручну і механічно. Гайка поперечного гвинта 6 має пристрій для вибірки люфту. Осьові зусилля поперечного гвинта і гвинта верхніх салазок сприймаються упорними підшипниками 5.

Фартух закритого типу зі знімною передньою стінкою. Фартух отримує рух від коробки подач через ходовий гвинт при нарізанні різьб або через ходовий вал при виконанні інших робіт (рис. 7).

Завдяки наявності електромагнітних муфт 4 і 5 управління фартухом зосереджено в одній поворотній рукоятці 7, розташованій з правого боку фартуха. Напрямок повороту цієї рукоятки збігається з напрямком необхідного руху подач або швидкого переміщення каретки і поперечних салазок. При цьому для забезпечення швидкого переміщення треба натиснути на кнопку 6, що знаходиться на самій рукоятці.

Завдяки наявності у фартусі обгонної муфти 8, включення прискореного ходу можливо при включеній робочій подачі.

Щоб уникнути одночасного включення ходового гвинта і ходового вала передбачена електричне блокування.

Електродвигун швидкого переміщення супорта розташований з правого боку фартуха. На передній частині фартуха знаходиться лімб 2 поздовжнього точіння з ціною поділки 1 мм. З метою виключення впливу механізму фартуха при нарізанні різьби валик рейкового зубчастого колеса поздовжньої подачі відключається від цього механізму шляхом вштовхування витяжної кнопки 1, що знаходиться всередині валика, яка розчіплює муфту внутрішнього зачеплення 3.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

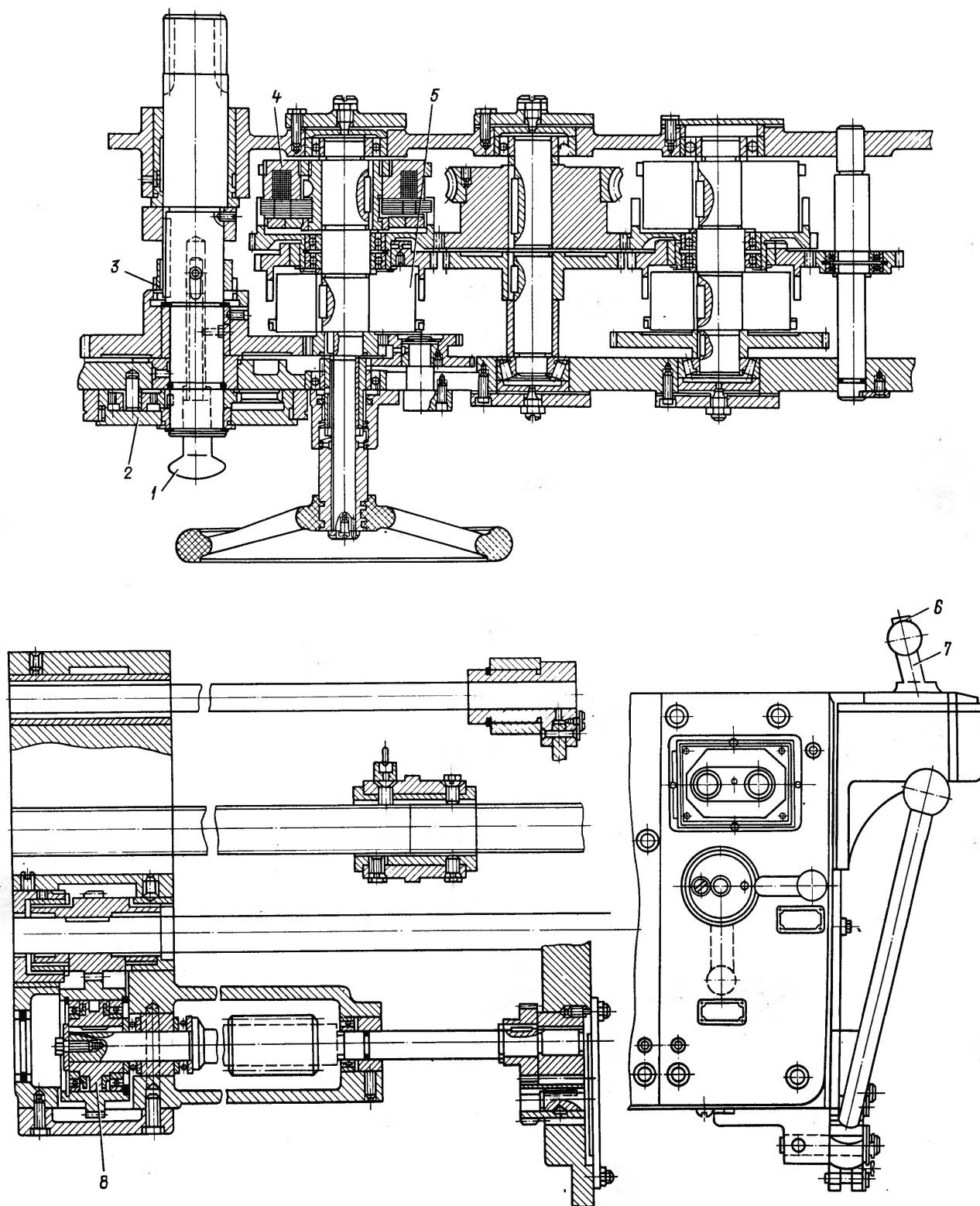


Рис. 1.4 – Фартук

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

10

2. Обґрунтування модернізації базового верстату моделі 1М63

2.1 Особливості типової деталі

Типова деталь, що обробляється на базовому верстаті зображено на рис. 2.1.

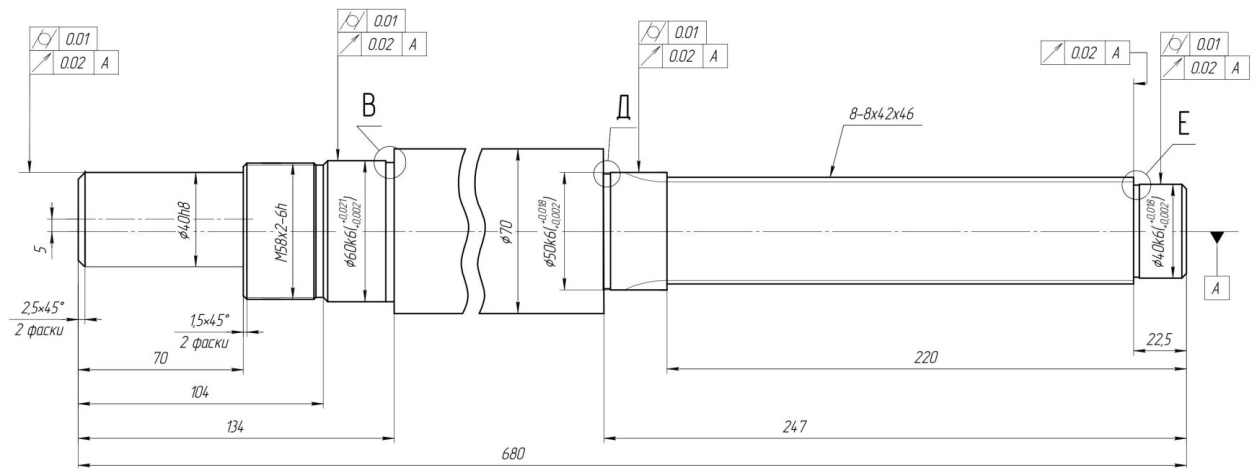


Рис. 2.1 – Типова деталь

Особливостями її є:

1. Ступінчаста поверхня;
2. Ексцентрична крайня циліндрична ділянка.

При незначній зміні діаметрів ступеней всі вони обробляються на одній частоті обертання шпинделя. Це є нераціональним на ступенях меншого діаметру.

Ексцентрична циліндрична ділянка створює складнощі для передачі крутного моменту від шпинделя до заготовки. Обробка такого типу деталей вимагає додаткового спеціального оснащення.

2.2 Напрямки розширення кінематичних можливостей токарного верстата

Основними напрямками розширення кінематичних характеристик токарного верстата є:

- розширення діапазону обертів шпинделя;
- зміна знаменника ряду;
- збільшення кількості частот обертання шпинделя;
- заміна двигуна з безступінчастим керуванням швидкостей обертання.

2.3 Аналітично-інформаційне дослідження верстатів аналогів

Аналітично-інформаційне дослідження верстатів різних виробників треба вести за такими технічними характеристиками, як максимальний діаметр заготовки, що можна обробити на даному верстаті, максимальна потужність приводу шпинделя і частота обертання шпинделя.

Виходячи з геометричних параметрів і збільшення швидкохідності, найближчими аналогами до базового верстата виявилися токарні оброблюючі центри фірми SPINNER (Німеччина) з ЧПК Fanuc (рис. 2.2, табл. 2.1), токарні верстати JINN FA (Тайвань) з ЧПК Fanuc (рис. 2.3, табл. 2.2), токарні верстати HAAS моделі ST-40 та ST-45 (рис. 2.4, табл. 2.3), горизонтальні токарні верстати Accuway UT-300SM та UT-200L.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13



Рис. 2.1 – Токарний оброблюючий центр SPINNER моделі TC600

Таблиця 2.1 – Основні технічні характеристики SPINNER

Модель	TC600-52	TC600-65
Макс. діам. заготовки, мм	600	600
Макс. потужність шпинд., кВт	14	15
Частота обертання шпинделя, об./хв.	4000	4000



Рис. 2.3 – Токарний верстат JINN FA моделі JCL - 90

Таблиця 2.2 – Основні технічні характеристики JINN FA

Модель	JCL - 70	JCL - 90
Макс. діам. заготовки, мм	670	670
Макс. потужність шпинд., кВт	18,5	22
Частота обертання шпинделя, об./хв.	45...3500	45...3500



Рис. 2.4 – Токарний верстат HAAS моделі ST-35

Таблиця 2.3 – Основні технічні характеристики HAAS

Модель	ST-40	ST-45
Макс. діам. заготовки, мм	648	648
Макс. потужність шпинд., кВт	29,8	29,8
Частота обертання шпинделя, об./хв.	2400	1400

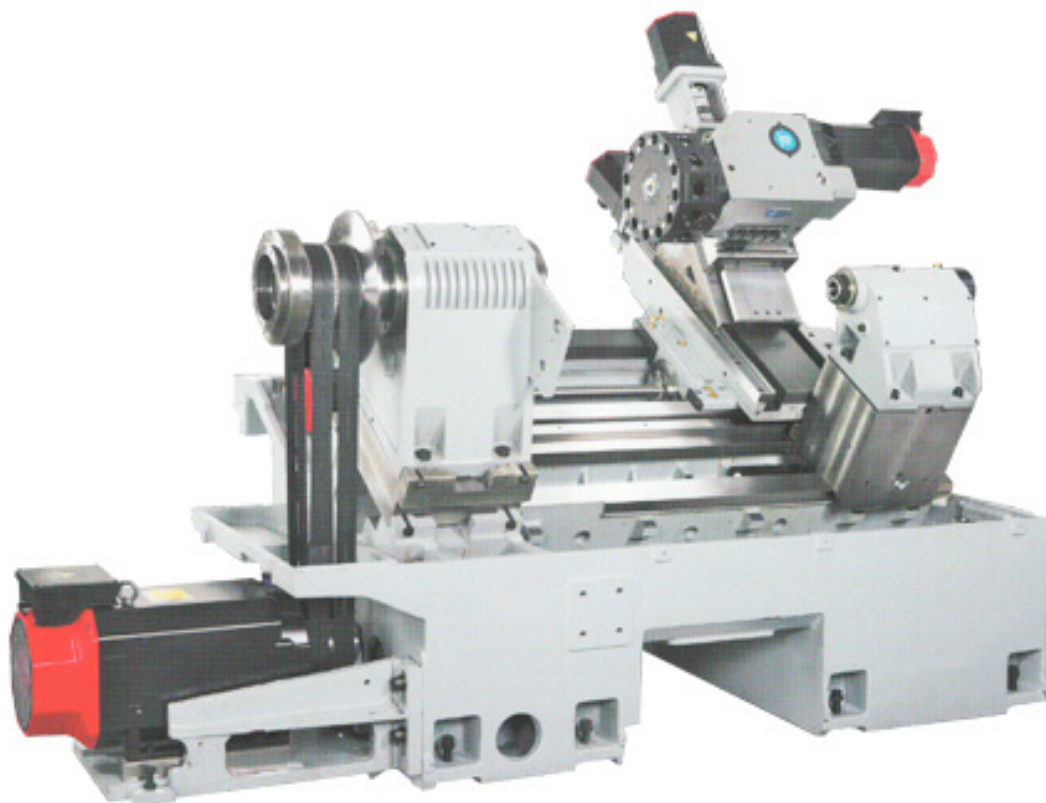


Рис. 2.5 – Горизонтальний токарний верстат UT-300SM

Таблиця 2.4 – Основні технічні характеристики

Модель	UT-300SM	UT-200L
Макс. діам. заготовки, мм	612	612
Макс. потужність шпинд., кВт	15/18,5	15/18,5
Частота обертання шпинделя, об./хв.	3500	3500

З точки зору розширення технічних можливостей верстата в бік швидкісної обробки та застосування сучасного ріжучого інструменту доцільним є збільшення частоти обертання шпинделя зі збереженням потужності.

Враховуючи орієнтацію на чистову обробку, для подальших розробок приймаємо наступні значення:

- максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 4000$ об/хв;
- мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min} = 100$ об/хв;
- потужність двигуна шпинделя $N_{\text{ел}} = 13$ кВт

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2.4 Вибір електродвигуна

Вибір електродвигуна зробимо по найбільшій необхідній потужності 30 кВт.

Обираємо двигун постійного струму з тиристорною системою керування. В приводах головного руху бажано забезпечити постійність потужності, що передається. А такий тип двигуна якнайкраще для цього підходить.

Найпоширенішими у верстатобудуванні з постійним струмом є двигуни типу 4ПФ.

За розрахованою потужністю ($N_{\text{ел}} = 13 \text{ кВт}$) підбираємо електродвигун серії 4ПФ132М з такими технічними характеристиками: $n_{\text{дв.ном}} = 1030 \text{ об/хв}$, $n_{\text{дв.макс}} = 5000 \text{ об/хв}$, $N = 13 \text{ кВт}$.

Загальна характеристика електродвигунів серії 4ПФ.

Конструктивне виконання за способом монтажу - горизонтальне, вертикальне валом вгору або валом вниз, кріплення за лапи, за фланець, за фланець і лапи.

Збудження електродвигунів незалежне, напруга збудження 220 або 110 В.

Режим роботи тривалий S1, допускається робота в режимах S2- S8.

Електродвигуни допускають регулювання частоти обертання напругою якоря в діапазоні від 0 до 460 В при постійному моменті, при цьому допускається стоянка з моментом, рівним половині номінального.

Напрямок обертання вала - реверсивний.

Електродвигуни постійного струму серії 4ПФ виготовляються з прибудованим тахогенератором ТП80-20-0,5 постійного струму і датчиками теплового захисту, з незалежною вентиляцією від прибудованого електровентилятора.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Область застосування: у верстатобудуванні - в механізмах подачі і головного руху, в тому числі у верстатах з ЧПК, роботах та інших механізмах різних галузей промисловості.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

3. Розрахунок ПГР

3.1 Визначення структурної формули

Розрахунок ведемо за методикою [6, стор. 35].

Для визначення структурної формули вихідними даними будуть:

- максимальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.макс}} = 5000$ об/хв.
- номінальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.ном}} = 1030$ об/хв;
- максимальна частота обертання шпинделя $n_{\text{макс}} = 4000$ об/хв;
- мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\text{мін}} = 100$ об/хв;
- знаменник ряду чисел обертів шпинделя $\phi = 1,25$.

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$R_n = n_{\text{макс}} / n_{\text{мін}} = 4000 / 100 = 40.$$

Діапазон регулювання двигуна з постійною потужністю:

$$R_{\text{дв.Н.}} = n_{\text{дв.макс}} / n_{\text{дв.ном}} = 5000 / 1030 = 4,854.$$

Так як $R_{\text{дв.Н.}} < R_n$, необхідно використовувати ступінчасту коробку швидкостей. Тобто:

$$R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{ст}},$$

де $R_{\text{ст}}$ – діапазон регулювання ступінчастої структури.

$$R_{\text{ст}} = R_n / R_{\text{дв.Н.}} = 40 / 4,854 = 8,24.$$

Тоді вираз $R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{ст}}$ можна записати як $40 = 4,854 \cdot 8,24$.

Граничний діапазон регулювання однією групою визначається умовою:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$R_{гр.маx} \leq u_{маx} / u_{мин} = 2 / (1/4) = 8,$$

де $u_{маx}$, $u_{мин}$ – максимальне та мінімальне передаточні відношення в множильній групі. Так як $R_{ст} = 8,24 > R_{гр.маx} = 8$, то в кінематичній структурі, що розроблюємо, необхідно використовувати дві групи передач.

Але за таким передаточним відношенням в групі, діаметри зубчастих коліс будуть надто великі для таких частот обертання. Більш того, базова схема ПГР має дві множильні групи. Тому, щоб не міняти корпус передньої бабки верстата і не збільшувати її габарити, штучно розбиваємо структуру ПГР на дві множильні групи:

$$R_{ст} = R_{гр.1} \cdot R_{гр.2} \cdot$$

Тоді:

$$R_n = R_{дв.} \cdot R_{гр.1} \cdot R_{гр.2} \cdot$$

Кількість швидкостей ступінчатої структури можна визначити як:

$$z_{ст} = \lg R_n / \lg R_{дв.N.} = \lg 40 / \lg 4,854 = 2,335.$$

Так як в кінематичній структурі у нас дві групи передач, а мінімальна кількість передач в одній групі дорівнює двом, то приймаємо $z_{ст} = 2 \cdot 2 = 4$.

Безступінчасту структуру представляємо як умовно ступінчасту структуру. За прийнятим значенням знаменника геометричного ряду частот обертів $\phi = 1,25$ визначаємо фіктивне чисто ступенів частот обертання, що забезпечується керуванням двигуна:

$$p_{фiкт} = \lg R_{дв.N.} / \lg \phi + 1 = \lg 4,854 / \lg 1,25 + 1 = 7,08 + 1 \approx 8.$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Вважаємо $p_{\text{фікт}}$ основною групою. Тоді в загальному вигляді можемо написати:

$$Z_{\text{умов.}} = p_{\text{фікт}[1]} \cdot p_{\text{гр1}[X1]} \cdot p_{\text{гр2}[X2]},$$

де $p_{\text{гр1}}$, $p_{\text{гр2}}$ – числа передач в першій та другій групах ступінчастої структури. Використовуючи подвійні блоки зубчастих коліс, отримуємо $p_{\text{гр1}} = p_{\text{гр2}} = 2$;

$X1$ – характеристика першої групи, що приймається рівною $p_{\text{фікт}} - 1$ для забезпечення перекриття швидкостей;

$X2$ - характеристика другої групи.

Отже, отримуємо:

$$Z_{\text{умов.}} = 8_1 \cdot 2_8 \cdot 2_X.$$

Діапазон регулювання, що реалізується першою групою ступінчастої структури, складе:

$$R_{\text{гр1}} = \varphi^{X1(p1-1)} = 1,25^{8(2-1)} = 5,96.$$

8 – це досить великий показник. Тому його зменшуємо до 6.

$$R_{\text{гр1}} = \varphi^{X1(p1-1)} = 1,25^{6(2-1)} = 3,815$$

Тоді діапазон регулювання другої групи:

$$R_{\text{гр2}} = R_{\text{ст}} / R_{\text{гр.1}} = 8,24 / 3,815 = 2,16.$$

Відповідно, характеристика другої групи з умови забезпечення необхідного за умовою діапазону регулювання:

$$X2 = \lg R_{\text{гр2}} / \lg \varphi = \lg 2,16 / \lg 1,25 = 3,45 \approx 3.$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Таким чином, остаточно отримуємо структурну формулу:

$$z_{\text{умов.}} = 8_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3.$$

За рекомендаціями [8, стор. 47], що характеристики груп повинні збільшуватись у напрямку від двигуна до шпинделя, маємо остаточно:

$$z_{\text{умов.}} = 8_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6.$$

Для зручності побудови структурної сітки та графіка частот визначаємо умовну кількість ступенів частот обертання:

$$z_{\text{умов.}} = \lg R_n / \lg \varphi + 1 = \lg 40 / \lg 1,25 + 1 = 16,5 + 1 \approx 18.$$

3.2 Побудова структурної сітки

Структурну сітку (рис. 3.1) будуємо за методикою [8, стор. 48].

Структурні сітки містять такі дані про привід:

- 1) кількість ступенів частот обертання на валах приводу;
- 2) кількість групових передач та послідовність їх конструктивного розміщення;
- 3) кількість передач в кожній групі;
- 4) характеристики груп, тобто їх місце залежно від варіанта кінематичного вмикання;
- 5) діапазон регулювання кожної групи передач і цілого приводу.

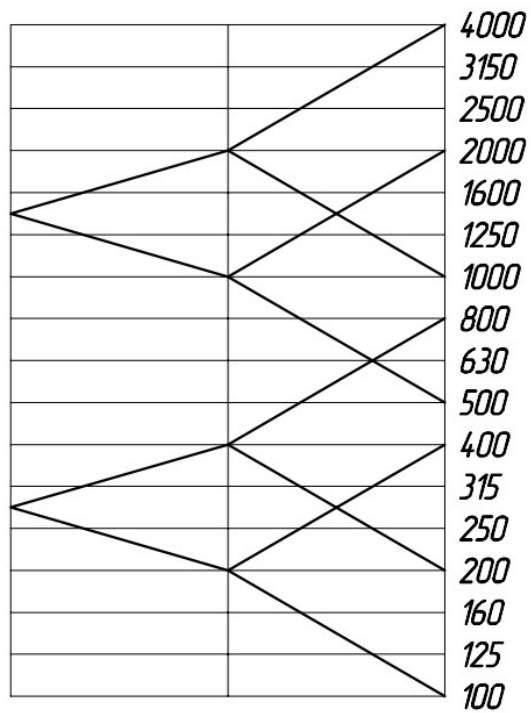


Рисунок 3.1 – Структурна сітка

3.3 Побудова графіку частот обертів

Кінематична схема приводу буде виглядати так (рисунок 3.2):

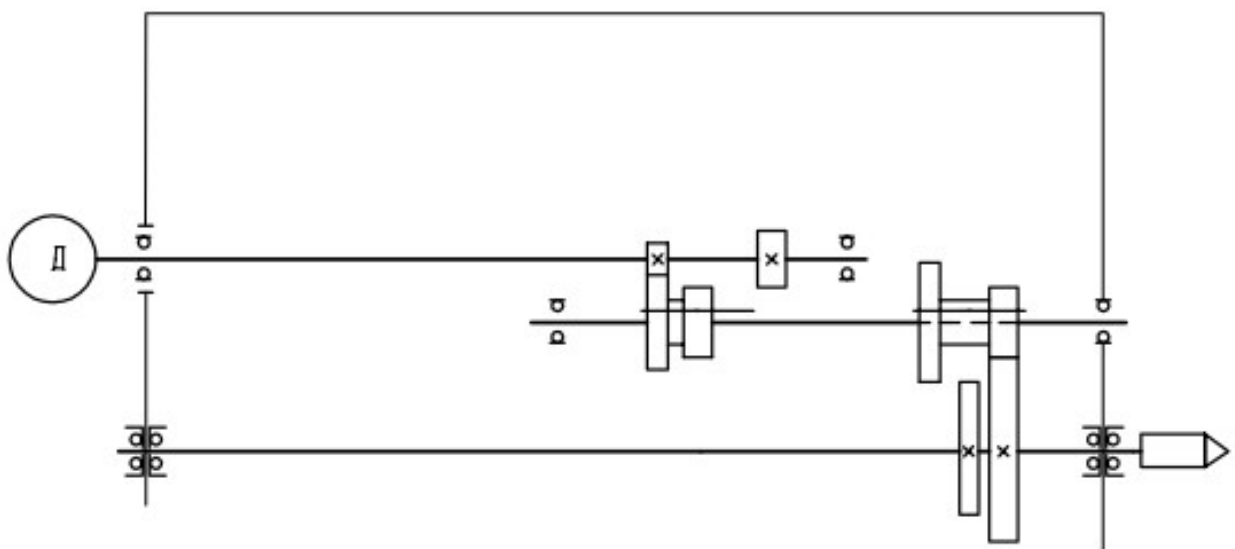


Рисунок 3.2 - Кінематична схема приводу

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

25

Виходячи з кінематичної схеми привода, будуємо графік частот (рисунок 3.3)

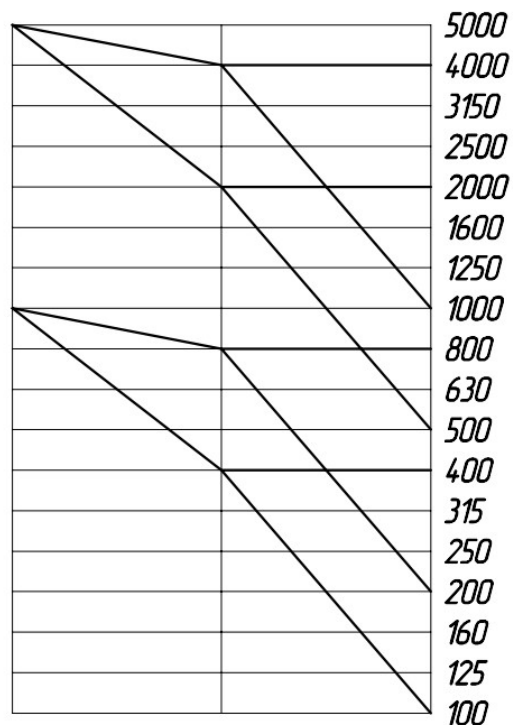


Рисунок 3.3 - Графік частот обертів

3.4 Кінематичні характеристики ПГР

Визначаємо фактичні передавальні відношення для кожної передачі

$$i_1 = z_1/z_2 = \varphi^{-1} = 0,8;$$

$$i_2 = z_3/z_4 = \varphi^{-4} = 0,41;$$

$$i_3 = z_5/z_6 = \varphi^0 = 1;$$

$$i_4 = z_7/z_8 = \varphi^{-6} = 0,262;$$

Визначаємо числа зубів усіх передач.

Результати розрахунків зведемо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Передаточні відношення.

№	Передаточні відношення	Суммарне число зубців z_{Σ}	Числа зубців z_i		$i_{\phi} = \frac{z_i}{z_j}$
	i		ведуче	ведене	
i_1	0,8	90	40	50	0,8
i_2	0,41	90	27	63	0,43
i_3	1	110	55	55	1
i_4	0,262	110	19	71	0,267

4. Розрахунок елементів приводу

4.1 Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі на витривалість зубів при згині

Розрахуємо саму навантажену зубчасту передачу з передавальним відношенням $i = 0,4$. Ця передача є прямозубой і складається з шестерні 1 з числом зубів z_1 і колеса 2 з числом зубів z_2 .

Відповідно при розрахунку параметрів шестерні приписуємо індекс - 1, а параметрам колеса -2.

Матеріал колеса і шестерні: Сталь 25ХГМ, термообробка колеса і шестерні - нітроцементация з загартуванням; твердість поверхні зубів -

$HRC_E 58 \dots 60$, твердість серцевини зубів - $HRCE 32 \dots 45$.

Модуль передачі повинен задовольняти умові [2]:

$$m \geq k_m \sqrt[3]{\frac{M_{1F} k_F Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \sigma_{FP1}}}, \quad (4.1)$$

де k_m - допоміжний коефіцієнт; для прямозубих передач $k_m=1,3$;

M_{1F} - вихідний розрахунковий крутний момент на шестерні, $M_{1F}=97$ Н·м;

K_F - коефіцієнт навантаження для шестерні; $K_F=1,4$;

z_1 - число зубів шестерні; $z_1=28$;

Y_{F1} - коефіцієнт, що враховує форму зуба; $Y_{F1}=4,1$;

ψ_{bm} - відношення ширини колеса b до модуля m ;

Рекомендується ширину вінця приймати рівною 6-10 модулям: $\psi_{bm}=8$.

Допустиме напруження при згині:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$\sigma_{FP}=0,4 \cdot \sigma_{Flimb} \cdot k_{FL}, \quad (4.2)$$

де $\sigma_{Flimb}=1000$ - межа витривалості матеріалу зубів, МПа.

k_{FL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності.

$$k_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (4.3)$$

де m_F - показник кривої втоми;

N_{F0} - базове число циклів зміни напруг при вигині;

N_{FE} - еквівалентне число циклів зміни напруг.

Для зубчастих коліс, що піддаються нітроцементації, приймають $m_F=9$ и $N_{F0}=10^7$.

$$N_{FE}=60 \cdot n \cdot t \cdot \mu_H=60 \cdot 1000 \cdot 10^4 \cdot 0,125=7,5 \cdot 10^7, \quad (4.4)$$

де n - частота обертання, хв^{-1} ;

$t=10^4$ - розрахунковий термін служби передачі, год;

$\mu_H=0,125$ - для легкого режиму нагрुження.

Так як $N_{FE} > N_{F0}$, то приймаємо $k_{FL}=1$.

$$\sigma_{FP}=0,4 \cdot 1000 \cdot 1=400 \text{ МПа},$$

$$m \geq 13 \cdot 3 \sqrt{\frac{97 \cdot 1,4 \cdot 4,1}{28 \cdot 8 \cdot 400}} = 2,39;$$

Приймаємо $m=3$ мм.

Визначимо основні геометричні параметри передачі:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Ділильні діаметри знайдемо за формулою:

$$d_i = mZ_i, \quad (4.5)$$

$$d_1 = 2.5Z_1 = 84 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2.5Z_2 = 210 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань передачі a_w :

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{84 + 210}{2} = 147 \text{ мм} \quad (4.6)$$

Діаметри вершин и діаметри впадин зубьев:

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m, \quad (4.7)$$

$$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m, \quad (4.8)$$

Підставивши значення у формули 4.7 і 4.8, отримаємо:

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = 84 + 2 \cdot 2.5 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 210 + 2 \cdot 2.5 = 216 \text{ мм};$$

Діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = 84 - 2,5 \cdot 2.5 = 76,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 210 - 2,5 \cdot 2.5 = 202,5 \text{ мм};$$

Ширина вінця:

$$b_i = m \cdot \psi_{bm}; \quad (4.9)$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Рекомендується ширину вінця приймати рівною 6-10 модулям (менше для рухомих коліс).

Приймаємо

$$b_1=24 \text{ мм} \quad b_2=30 \text{ мм}.$$

4.2 Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів

Початковий діаметр шестерні повинен задовольняти умові [2]:

$$d_{w1} \geq k_d \sqrt[3]{\frac{M_{1H} k_H}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}}, \quad (4.10)$$

де k_d - допоміжний коефіцієнт, $k_d=770$ для прямозубих передач;

k_H - коефіцієнт навантаження; $k_H=1,4$;

u - передаточне число ($u \geq 1$);

ψ_{bd} - відношення робочої ширини вінця передачі до початкового діаметру шестерні, $\psi_{bd}=0,38$;

Допустиме контактне напруження для прямозубих передач:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H}, \quad (4.11)$$

де σ_{Hlimb} - базова межа контактної витривалості поверхонь зубців,

$\sigma_{Hlimb}=1350 \text{ МПа}$;

S_H - коефіцієнт безпеки, $S_H=1,2$;

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \frac{1350}{1,2} = 1012,5 \text{ МПа};$$

$$d_{w1} \geq 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{97 \cdot 1,4}{0,38 \cdot 1012,5^2} \cdot \frac{2,5+1}{2,5}} = 104,7 \text{ мм};$$

Умова виконується, так як $d_{w1}=84 > 60$ мм.

4.3 Перевірочний розрахунок на витривалість зубів при згині

Питома розрахункова окружна сила (Н) [2]:

$$W_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} = \frac{2000 \cdot M_{1F}}{b \cdot d_1} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta}, \quad (4.12)$$

де F_t - розрахункова окружна сила, Н;

b - ширина вінця по підставі зуба, мм;

k_{Fv} - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження в зачепленні, яка виникає внаслідок коливань мас коліс і ударів в зачепленні;

$k_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, яка виникає внаслідок погрішностей виготовлення коліс, пружних деформацій валів, зазорах в підшипниках;

$k_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує при розрахунку прямозубих передач розподіл навантаження між зубцями.

Коефіцієнти: $k_{Fv}=1$; $k_{F\beta}=1,25$; $k_{F\alpha}=1$.

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot 97}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 96 \text{ І},$$

Розрахункове напруження вигину зубців:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \quad (4.13)$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба, $Y_F=4,1$;

Y_ε - коефіцієнт, що враховує перекриття зубців: $Y_\varepsilon=1$;

Y_β - коефіцієнт, що враховує нахил зуба, $Y_\beta=1$.

Підставивши значення у формулу 4.13, отримаємо:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} = \frac{96}{3} \cdot 4,1 \cdot 1 \cdot 1 = 131 \text{ Н/мм}^2$$

Допустима напруга при розрахунку зубів на витривалість при згині:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fc} \cdot K_{xF} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (4.14)$$

де σ_{Flimb} - тривалий межа витривалості зубів при згині;

K_{Fg} - коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідною поверхні зубів, $K_{Fg}=0,7$;

K_{Fa} - коефіцієнт, що враховує вплив зміцнення перехідною поверхні зубів в результаті механічної обробки $K_{Fa}=1,3$;

K_{Fc} - коефіцієнт, що враховує особливості роботи зубів при передачі реверсивної навантаження, $K_{Fc}=1,0$;

K_{xF} - коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса, $K_{xF}=1,0$;

K_{FL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності, $K_{FL}=1,0$;

Y_S - коефіцієнт, що відображає чутливість матеріалу до концентрації напружень;

Y_R - коефіцієнт, що враховує параметри шорсткості перехідною поверхні зуба, $Y_R=1,2$;

S_F - коефіцієнт безпеки;

коефіцієнт Y_S знаходимо за формулою

$$Y_S = 1,1 \cdot m^{-0,09} = 1,1 \cdot 5^{-0,09} = 0,95; \quad (4.15)$$

Коефіцієнт безпеки знаходимо за формулою:

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (4.16)$$

де S'_F - коефіцієнт безпеки, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастого колеса і відповідальність зубчастої передачі, $S'_F = 1,55$;

S''_F - коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки, $S''_F = 1$.

Підставивши значення у формулу 4.16, отримаємо:

$$S_F = 1,55 \cdot 1 = 1,55.$$

Підставивши значення у формулу 4.14, отримаємо:

$$\sigma_{FP} = \frac{1000}{1,55} \cdot 0,7 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,2 = 670 \text{ МПа.}$$

У нашому випадку $\sigma_{FP} = 670 \text{ МПа} > \sigma_{F1} = 131 \text{ МПа}$, тобто перевірка на витривалість зубів при згині виконується.

4.4 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів

Питому окружну силу знаходимо за формулою [2]:

$$W_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = \frac{2000 \cdot M_{1H}}{b_w \cdot d_w} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}, \quad (4.17)$$

де F_t - розрахункова окружна сила, Н;

b - ширина вінця по підставі зуба, мм;

k_{Hv} - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження в зачепленні,
 $k_{Hv}=1$;

$k_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, $k_{H\beta}=1,25$;

$k_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.

$$K_{H\alpha}=1+0,0025(0,17N)^4v+0,02(N-6)^{1,35}, \quad (4.18)$$

де $N=7$ – ступінь точності зубчастої передачі;

v – окружна швидкість в зачепленні, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 84 \cdot 1600}{1000 \cdot 60} = 7,0 \text{ м/с};$$

$$K_{H\alpha}=1+0,0025(0,17N)^4N+0,02(7-6)^{1,35}=1,2.$$

Підставивши значення у формулу 4.1.16, отримаємо:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot 97}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 115, \text{ Н.}$$

Розрахункове контактне напруження знаходимо за формулою:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{Ht}}{d_w} \frac{u+1}{u}}, \quad (4.19)$$

де z_H - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, $z_H=1,76$;

z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу сполучених зубчастих коліс, для коліс зі сталі $z_M=274$;

z_ε - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

Коефіцієнт z_ε визначаємо в залежності від коефіцієнтів торцевого ε_a і осьового ε_β перекриття.

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{28} + \frac{1}{70})] = 1,72, \quad (4.20)$$

Так як передача прямозубая, то $\varepsilon_\beta=0$.

Приймаємо $z_\varepsilon=0,88$.

Підставивши значення у формулу 4.19, отримаємо:

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 274 \cdot 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{404}{90} \frac{4+1}{2,5}} = 880 \text{ МПа};$$

Допустиме контактне напруження для прямозубих передач:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot z_R \cdot z_v \cdot k_L \cdot k_{xH} \cdot k_{HL}, \quad (4.21)$$

де z_R - коефіцієнт, що враховує параметр шорсткості

поверхонь зубів, $z_R=1$;

z_v - коефіцієнт, що враховує окружну швидкість v , $z_v=1$;

k_L - коефіцієнт, що враховує вплив мастильного матеріалу, $k_L=1$;

k_{xH} - коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса, $k_{xH}=1$;

k_{HL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності;

S_H - коефіцієнт безпеки;

σ_{Hlimb} - межа витривалості зубів на контактну витривалість;

Коефіцієнт режиму нагруження й довговічності k_{HL} визначається за формулою:

$$k_{HL} = {}^m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (4.22)$$

де m_H - показник кривої втоми;

N_{H0} - базове число циклів зміни напруг при вигині $N_{F0}=120 \cdot 10^6$;

N_{HE} - еквівалентне число циклів зміни напруг.

$$N_{HE}=60 \cdot n \cdot t=60 \cdot 1000 \cdot 10^4 \cdot 0,125=75 \cdot 10^6, \quad (4.23)$$

де n - частота обертання, хв^{-1} ;

$t=10^4$ - розрахунковий термін служби передачі, год.

$\mu_H=0,125$ - для легкого режиму нагруження.

Так як $N_{HE} < N_{H0}$, то приймаємо за графіком $k_{HL}=1,2$.

Підставивши значення у формулу 4.21, отримаємо:

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$\sigma_{HP} = \frac{1350}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1350 \text{ МПа.}$$

У нашому випадку $\sigma_{HP}=1350 \text{ МПа} > \sigma_H=880 \text{ МПа}$, то задовольняє умові.

Для решти передач:

Передача i_2

діаметри :

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 36 = 90 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 90 + 2 \cdot 2,5 = 95 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 72 + 2 \cdot 2,5 = 77 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 90 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 83,75 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 72 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 66 \text{ мм;}$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм,}$$

приймаємо 22 мм

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 22 + 8 = 30 \text{ мм;}$$

Передача i_3 :

діаметри ділильні:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 40 = 100 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 2,5 = 85 \text{ мм;}$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$d_{a2}=d_2+2m=100+2\cdot 2,5=105 \text{ мм};$$

$$d_{f1}=d_1-2m(h_a+c)=80-2\cdot 2,5\cdot (1+0,25)=73,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2}=d_2-2m(h_a+c)=100-2\cdot 2,5\cdot (1+0,25)=93,75 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2=\psi_{ba}\cdot a_w=0,25\cdot 90=22,5 \text{ мм},$$

приймаємо 22 мм

Ширина вінця шестерні:

$$b_1=b_2+(5\ldots 10)=22+8=30 \text{ мм};$$

Передача i_4

діаметри ділильні: $d_1=m\cdot Z_1=2,5\cdot 60=150 \text{ мм};$

$$d_2=m\cdot Z_2=2,5\cdot 38=95 \text{ мм};$$

$$d_{a1}=d_1+2m=150+2\cdot 2,5=155 \text{ мм};$$

$$d_{a2}=d_2+2m=95+2\cdot 2,5=100 \text{ мм};$$

$$d_{f1}=d_1-2m(h_a+c)=150-2\cdot 2,5\cdot (1+0,25)=143,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2}=d_2-2m(h_a+c)=95-2\cdot 2,5\cdot (1+0,25)=88,75 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2=\psi_{ba}\cdot a_w=0,25\cdot 90=22,5 \text{ мм},$$

приймаємо 22 мм

Ширина вінця шестерні:

$$b_1=b_2+(5\ldots 10)=22+8=30 \text{ мм};$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Передача i_5

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 49 = 122,5 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 49 = 122,5 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 122,5 + 2 \cdot 2,5 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 122,5 + 2 \cdot 2,5 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 122,5 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 116,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 122,5 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 116,25 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм},$$

приймаємо 22 мм

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 30 \text{ мм};$$

Передача i_6

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 95 + 2 \cdot 2,5 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 150 + 2 \cdot 2,5 = 155 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 95 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 88,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 150 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 143,75 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм},$$

приймаємо 22 мм

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Ширина вінця шестерні:

$$b_1=b_2+(5\dots 10)=22+8=30\text{ мм};$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

5. Розрахунок шпиндельного вузла

5.1 Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол у відповідності з пропонованими до нього вимогами повинен забезпечувати:

1. Точність обертання, оцінювану радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя.
2. Радіальну і осьову жорсткість, обумовлену по деформації шпинделя під навантаженням.
3. Довговічність шпиндельних вузлів, яка залежить від довговічності опор шпинделя, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнень, частоти обертання і т. д.

Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають за втоми, зношування деталей підшипника або втрати мастильних властивостей масла.

4. Швидке і точне закріплення заготовки в шпинделі верстата.
5. Мінімальні витрати на виготовлення, збірку і експлуатацію шпиндельного вузла при задоволенні решти вимог.

Необхідно забезпечити високі динамічні якості (вібростійкість), які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, а так само мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла, так як в даному вузлі шпиндель буде експлуатуватися на високих частотах обертання.

Конструкція шпиндельного вузла залежить від типу і розміру верстата, класу його точності, граничних параметрів процесу обробки (максимальної частоти обертання, ефективної потужності приводу). Тому вибір конструкції будемо проводити за таким чинникам.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Конфігурація переднього кінця шпинделя залежить від способу кріплення заготовки. Точне центрування і жорстке сполучення оправки зі шпинделем забезпечується конічним з'єднанням. Шпиндель верстата має фланцевий передній кінець, виконаний за ГОСТ 2570-58, забезпечує швидкозмінними установки планшайби і надійність кріплення.

Тип приводного елемента залежить, впершу чергу, від частоти обертання, величини переданої сили, вимог до плавності обертання, а так само від загальної компоновки привода.

Тип опор шпинделя, що визначає форму посадочних місць, вибираємо на підставі вимог по точності обробки і швидкохідності, яка визначається швидкісним параметром - $d \cdot n, \text{хв}^{-1}$:

де d - діаметр отвору під підшипник, мм;

n - частота обертання шпинделя, хв^{-1} .

Ці значення для різних типів опор наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 -Точність і швидкохідність шпиндельних вузлів на різних опорах.

Тип опор	Радіальне і осьове биття шпинделя, мкм	Швидкісний параметр $(dn)_{\max} \cdot 10^5, \text{мм} \cdot \text{хв}^{-1}$
кочення	1,00	0-10
гідродинамічні	0,50	1-10
гідростатичні	0,05	0-15
аеростатичні	0,10	5-40

Виходячи з таблиці приймаємо опори кочення, які мають задовільні швидкісний параметр і параметр биття шпинделя.

Так, як частота обертання шпинделя підвищилась до 4000 об/хв треба розглянути іншу схему опор (таблиця 5.2).

Коефіцієнт швидкохідності:

$$K_v = D \cdot n_{\max} = 140 \cdot 4000 = 5,6 \cdot 10 \text{ мм} \cdot \text{хв}$$

З таблиці видно, що нашим умовам задовольняє схема 7.

Таблиця 5.2 – Схеми опор шпиндельних вузлів

<div> <div>↑</div> <div>Увеличение быстроходности</div> <div>↓</div> <div>Уменьшение жесткости</div> </div>	№ п/п	Тип	Схема	$d_{\text{ш}} < 10^5$ мм·мин ⁻¹	ϵ_z
	1	Низкоскоростные		1...1,4	0,65...0,75
	2			1,5...1,8	0,45...0,65
	3			1,6...2	0,3...0,45
	4	Среднескоростные		2,5...3,5	0,3...0,45
	5			3...4,5	0,2...0,3
	6			4...5	0,15...0,2
	7	Высокоскоростные		5...6	0,1...0,15
	8			6...8	0,05...0,1
	9			7...10	0
	10			10...15	0

За цією схемою у передній опорі встановлюю два кулькових однорядних радіально-упорних підшипника типу 36122 ГОСТ 831-75, а в задній опорі – два

підшипники – шарикові однорядні радіально-упорні типу 36128К ГОСТ 831-75.

5.2 Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість

При розрахунку шпиндельного вузла на точність приймаємо самий несприятливий випадок, коли биття підшипників Δ_A в передній опорі і Δ_B в задній спрямовані в протилежні сторони.

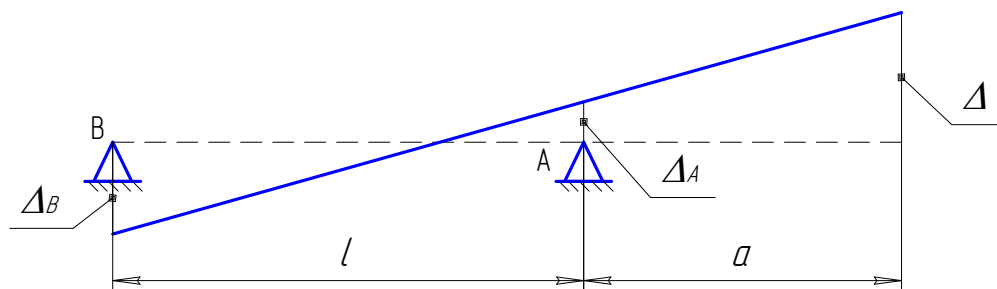


Рисунок 5.1 - Схема розрахунку шпиндельного вузла на точність

Тоді радіальне биття кінця шпинделя

$$\Delta_P = \Delta_A \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_B \cdot \frac{a}{l} \leq \Delta \quad (5.1)$$

де Δ - допуск на радіальне биття кінця шпинделя, $\Delta=10$ мкм;

a – виліт кінця шпинделя.

$$\Delta_A = \frac{\Delta}{6 \cdot \left(1 - \frac{a}{l}\right)} = \frac{10}{6 \cdot \left(1 - \frac{115}{550}\right)} = 2,1 \text{ мкм} \quad (5.2)$$

$$\Delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}} = \frac{10}{6 \cdot \frac{115}{550}} = 7,9 \text{ мкм} \quad (5.3)$$

$$\Delta_P = 2,1 \cdot \left(1 + \frac{115}{550}\right) + 7,9 \cdot \frac{115}{550} = 4,2 \text{ мкм} < \Delta = 10 \text{ мкм}$$

Отже точність шпиндельного вузла забезпечується.

При розрахунку шпиндельного вузла на точність приймаємо самий несприятливий випадок, коли биття підшипників Δ_A в передній опорі і Δ_B в задній спрямовані в протилежні сторони.

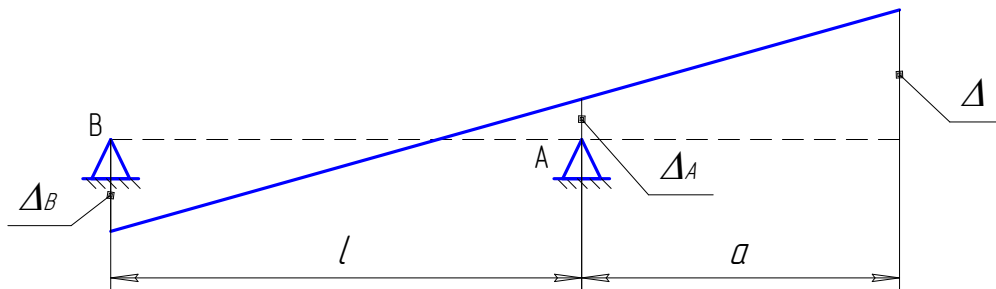


Рисунок 5.2 - Схема розрахунку шпиндельного вузла на точність

Оцінка радіальної жорсткості проводиться по прогибу δ кінця шпинделя, що відбувається за рахунок пружної деформації (вигину) шпинделя і податливості ярмо опор, а також по куту повороту θ пружної лінії деформованого шпинделя в передній опорі.

Складемо схему навантаження шпинделя (рисунок 5.3).

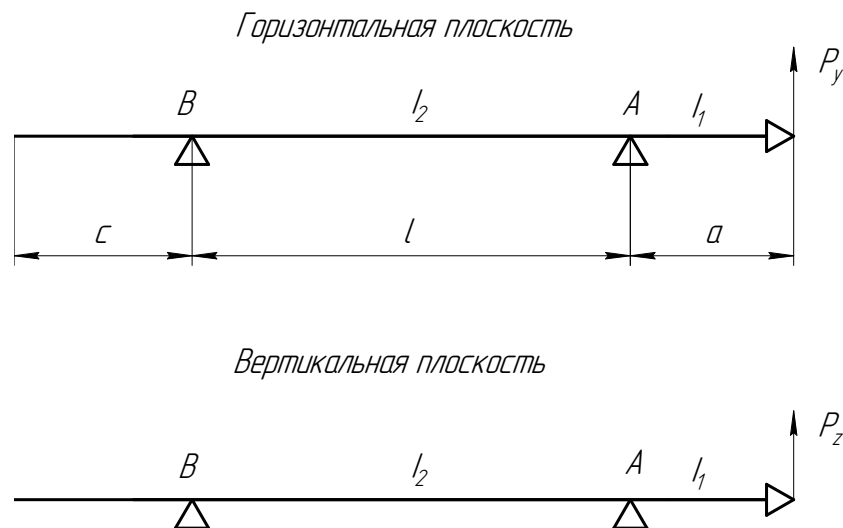


Рисунок 5.3 - Схема навантаження шпиндельного вузла.

Максимально допустимі значення перерахованих параметрів приймаються відповідно:

$$[\delta] = 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot \ell, \quad (5.4)$$

де ℓ - відстань між опорами, $\ell = 550$ мм.

$$[\delta] = 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 550 = 0,0825 \text{ мм}$$

$$[\theta] = 0,001 \text{ рад}$$

Складемо схему нагруження шпинделя - рисунок 6.2

Прогин шпинделя δ в горизонтальній і вертикальній площинах визначимо за формулами:

$$\delta = P \cdot \frac{a^2}{3 \cdot E} \left(\frac{a}{I_1} + \frac{\ell \cdot (1 - \varepsilon)}{I_2} \right) + P \cdot \frac{1}{j_A} \left(\frac{(\ell + a(1 - \varepsilon))}{l} \right)^2 + P \cdot \frac{a^2 \cdot (1 - \varepsilon)}{j_B \cdot l^2} +$$

$$+ Q \cdot \left[\frac{1}{j_A} \cdot \frac{(\ell + a) \cdot (\ell - b) - \frac{j_B}{j_A} a^2}{l^2} - \frac{a}{6EI_1 l} (b^3 - 2l^2 b - 3lb^2) \right] \quad (5.5)$$

де j_A, j_B - жорсткість підшипників, Н/мм;

E - модуль пружності матеріалу шпинделя, $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа;

I_1, I_2 - момент інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами і переднім кінцем шпинделя відповідно, мм⁴;

ε - коефіцієнт зацмлення в передній опорі, $\varepsilon = 0,7$;

a - виліт переднього кінця шпинделя.

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = \sqrt{5923^2 + 1494^2} = 6108,5 \text{ Н} \quad (5.6)$$

Визначимо окружну силу в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_7 \cdot 10^3}{d} = \frac{2 \cdot 537 \cdot 10^3}{275} = 3161,1 \text{ Н} \quad (5.7)$$

де $d = z \cdot m = 275$ мм – ділильний діаметр колеса;

$T_7 = 537$ Н·м – крутний момент на колесі.

Радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 3161,1 \cdot \tan 20^\circ = 1150,5 \text{ Н}, \quad (5.8)$$

$$Q = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3161,1^2 + 1150,5^2} = 3364 \text{ Н} \quad (5.9)$$

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Моменти інерції знайдемо за наступними формулами:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (d_{cp1H}^4 - d_{cp1B}^4)}{64} \quad (5.10)$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (d_{cp2H}^4 - d_{cp2B}^4)}{64} \quad (5.11)$$

де d_{cp1H} - середній зовнішній діаметр, мм,

d_{cp1B} - середній внутрішній діаметр, мм.

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (80^4 - 42^4)}{64} = 1,86 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (55^4 - 34^4)}{64} = 0,38 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Передня опора являє собою роликовий радіальний дворядний підшипник з короткими роликами діаметром $d = 80$ мм. радіальна жорсткість $j_A = 800$ Н/мкм ($8 \cdot 10^5$ Н/мм).

Задня опора комплексна, що складається з двох кулькових радіально-упорних підшипників, які являють собою дві умовні опори. Сила попереднього натягу $F_H = 1140$ Н.

Радіальна жорсткість комплексної опори :

$$j_r = \frac{k_4 \cdot j_a}{3 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}, \text{ Н/мм}, \quad (5.12)$$

де j_a - осьова жорсткість опори , Н/мм;

$\alpha = 15^\circ$ - кут контакту в підшипнику;

k_4 - коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між

тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу і радіальної навантаженням в опорі $k_4 = 0,62$

$$\frac{F_H}{R_B \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1140}{2254,8 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ} = 1,9 \quad (5.13)$$

$$j_a = 3 \cdot \zeta^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}}, \quad (5.14)$$

де

$$C = 10^5 z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{ш}} = 10^5 \cdot 15 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 15^\circ \cdot \sqrt{1,25 \cdot 18} = 2,42 \cdot 10^5 \text{ Н/мм},$$

(5.15)

де $z=15$ – число тіл кочення в підшипнику;

$d_{ш}=18$ мм – діаметр кульки.

$$j_a = 3(2,42 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} 1140^{\frac{1}{3}} = 1,22 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

$$j_r = \frac{0,62 \cdot 1,22 \cdot 10^5}{3 \cdot \tan^2 15^\circ} = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

Отримали радіальну жорсткість опор:

- передній $j_A=8 \cdot 10^5$ Н/мм;

- задній $j_B=3,5 \cdot 10^5$ Н/мм.

Підставивши чисельні значення у формулу 5.5 одержимо:

$$\begin{aligned} \delta &= 6108,5 \cdot \frac{115^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \left(\frac{115}{1,86 \cdot 10^6} + \frac{550 \cdot (1 - 0,7)}{0,38 \cdot 10^6} \right) + 6108,5 \cdot \frac{1}{1,22 \cdot 10^5} \left(\frac{550 + 115(1 - 0,7)}{550} \right)^2 + \\ &+ 6108,5 \cdot \frac{115^2 \cdot (1 - 0,7)}{3,5 \cdot 10^5 \cdot 550^2} + \\ &+ 3364 \cdot \left[\frac{1}{1,22 \cdot 10^5} \cdot \frac{(550 + 115) \cdot (550 - 90) - \frac{3,5 \cdot 10^5}{1,22 \cdot 10^5} 115^2}{550^2} - \right. \\ &\left. - \frac{115}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,86 \cdot 10^6 \cdot 550} (90^3 - 2 \cdot 550^2 \cdot 90 - 3 \cdot 550 \cdot 90^2) \right] = 0,081 \text{ мм} < [\delta] = 0,083 \text{ мм} \end{aligned}$$

Розрахуємо кути повороту в передній опорі за формулою:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_2} \quad (5.16)$$

отримаємо:

$$\theta = \frac{6108,5 \cdot 115 \cdot 550}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,38 \cdot 10^6} = 0,0017 \text{ рад} < [\theta] = 0,002.$$

Отже жорсткість шпиндельного вузла забезпечується.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

6. Додаткове оснащення

Для обробки типової деталі (рис. 2.1) необхідно закріпити її в центрах. Універсальним трьохкулачковим патроном затиснути не можливо, бо перша ступень циліндричної поверхні вала розташована ексцентрично до осі самого валу.

Оптимальним оснащенням в даному випадку є трьохкулачковий затискний поводковий патрон, що зображено на рис. 6.1.

За допомогою сферичної поверхні на голівці штоку всі кулачки мають змогу незалежно один від одного обхвачувати заготовку.

Для роботи такого оснащення необхідно додатково пневмо- або гідропривід з іншого боку шпинделя.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

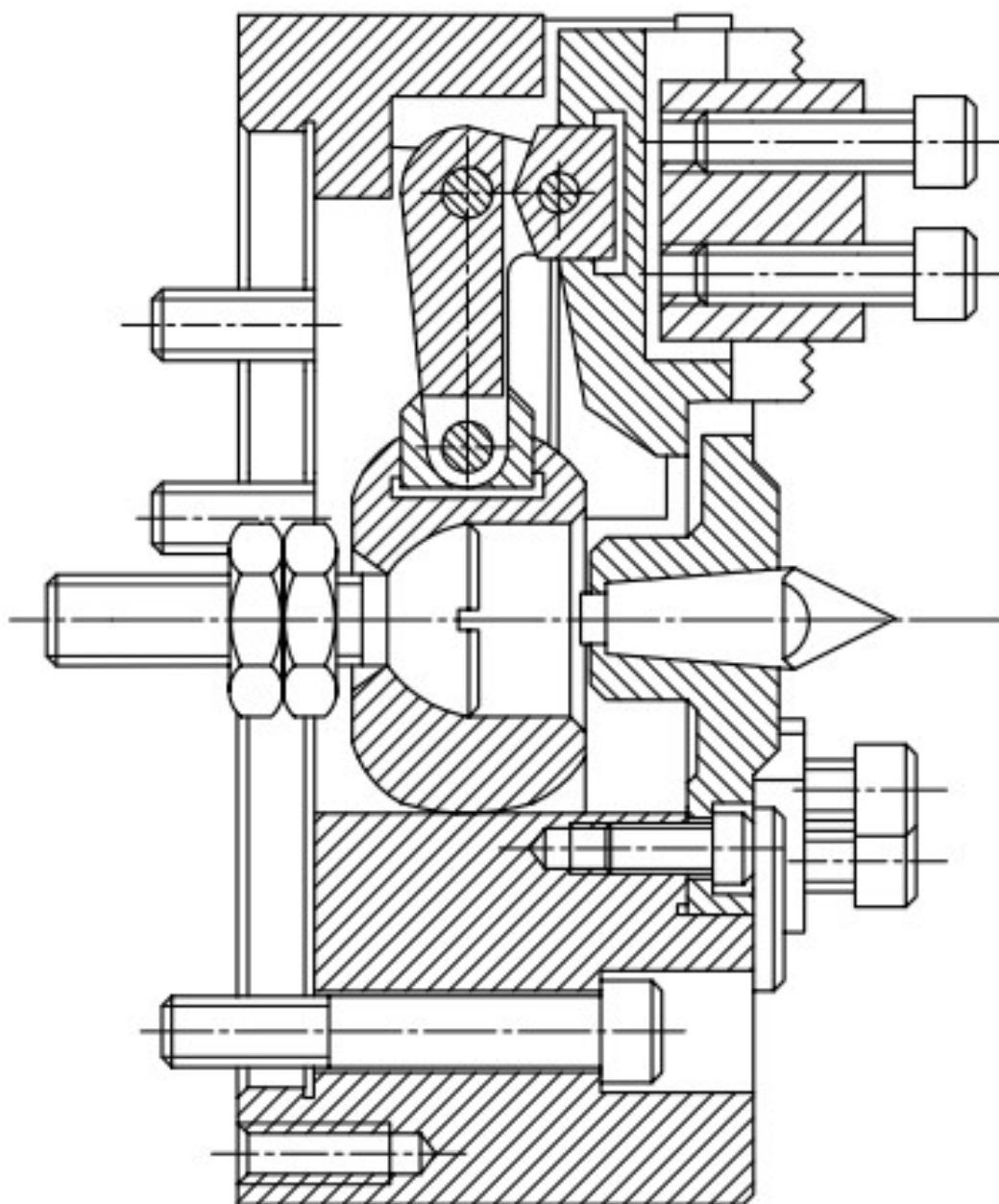


Рис. 6.1 – Трьохкулачковий затискний поводковий патрон

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

51

7. Написання програми обробки деталі «Кришка» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN»

7.1 Сучасні системи «HEIDENHAIN»

Системи ЧПК HEIDENHAIN TNC призначені для фрезерних і фрезерно-токарних верстатів, а також для оброблювальних центрів. Вони підходять для різних додатків: починаючи з простої і компактної TNC 128, 3-х осьового прямокутного управління, аж до контурної системи ЧПК TNC 640 (до 18 осей і шпиндель) - можна підібрати TNC практично під будь-яке завдання. TNC 640 - це система ЧПК також і для фрезерно-токарної обробки. Системи ЧПК HEIDENHAIN TNC - багатофункціональні: використання як цехового програмування під час роботи, так і віддаленого програмування, робить їх ідеальними для автоматизованого виробництва. Прості фрезерні операції вони виконують також надійно, як і високошвидкісне фрезерування, наприклад, в TNC 640 і iTNC 530, або 5-осьова обробка з поворотною головкою або круглим столом. Керуючі програми для TNC сумісні за принципом "знизу-вгору": КП, написані на старих TNC, сумісні з новими системами ЧПК. При переході на більш "продвинуті" системи ЧПК. TNC оператору не треба перенавчатися - йому достатньо лише познайомитися з новими додатковими функціями.

Контурні системи ЧПК HEIDENHAIN зараз проходять зміну поколінь. Як майбутня система ЧПК High-End класу вже готова TNC 640 - сучасна та потужна керуюча платформа. Вона вже практично повністю закриває діапазон функцій добре відомої iTNC 530. Крім цього, додатково TNC 640 включає:

- функції для фрезерно-токарної обробки з значною кількістю токарних циклів;

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

- поліпшене керування переміщенням для ще більш прецизійної поверхні і високої точності контуру;
- графіка високої роздільної здатності з деталізованою 3D симуляцією;
- зрозумілий і структурований інтерфейс користувача з кольоровою підсвіткою синтаксису.

Системи ЧПК виробництва HEIDENHAIN універсальні: для будь-якої задачі у них знайдуться відповідні можливості для програмування.

Програмування на верстаті

Орієнтованість на цехове програмування робить можливим написання керуючих програм оператором безпосередньо на верстаті. Використовуючи програмування в діалозі відкритим текстом оператор може обійтися без знання спецмови програмування або G-функцій. Написання програми супроводжується простими питаннями і підказками для оператора. Легкості роботи також сприяють прості і зрозумілі символи на клавішах і написи на них. Кожна клавіша має тільки одну функцію. Застосовуючи TNC 640, навіть складні фрезерні та токарні операції можуть бути легко послідовно запрограмовані в діалозі відкритим текстом.

Альтернативний режим smarT.NC в iTNC 530 робить процес програмування ще простіше. Наочні форми введення даних, попередня ініціалізація глобальних параметрів, можливість вибору, а також однозначні графічні підказки гарантують швидке і зручне програмування. На яскравий та чіткий дисплей виводяться підказки відкритим текстом, діалоги введення, кроки програмування, графіка і функції програмних клавіш. Всі тексти доступні на різних мовах.

Часто повторювані робочі операції збережені в пам'яті, як цикли обробки. Графічна підтримка полегшує програмування і надає різні можливості перевірки програми в режимі тестування. Навіть якщо Ви звикли

					МД.1M63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

складати програми в G-кодах, то в системах ЧПК HEIDENHAIN з цим також не виникне проблем.

Позиціонування з ручним введенням даних

Можна почати працювати з системами ЧПК HEIDENHAIN навіть без підготовки закінченої програми обробки. Просто обробка заготовки ведеться поетапно, при цьому дії в ручному режимі і процедури автоматичного позиціонування можуть змінювати один одного в довільному порядку.

Віддалене програмування

Керуючі програми для систем ЧПК HEIDENHAIN можна також створювати віддалено, наприклад, в CAD / CAM-системах або використовуючи програмну станцію HEIDENHAIN. Інтерфейс Ethernet гарантує мінімальний час передачі, навіть у разі довгих програм. TNC 640, TNC 620 і iTNC 530 дозволяють відкривати безпосередньо в системі ЧПК DXF-файли, створені в CAD-системі, і експортувати з них контури і позиції в КП. Таким чином не тільки економиться час на програмування і перевірку, але і забезпечується точна відповідність переданих даних вихідного кресленням.

Системи ЧПК HEIDENHAIN TNC 640 і iTNC 530 є багатофункціональними системами управління з можливістю цехового програмування. Вони підходять для фрезерних і свердлильних верстатів, а також для оброблювальних центрів. TNC 640 також підходить для комбінованої фрезерно-токарної обробки. TNC 640 і iTNC 530 пропонують широкий набір функцій для наступних областей застосування:

- в універсальних фрезерних верстатах;
- у комбінованій фрезерно-токарній обробці (тільки TNC 640);
- при високошвидкісному фрезеруванні;
- при п'ятиосевій обробці з поворотними осями і круглим столом;
- при п'ятиосевій обробці на важких верстатах;

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

- в розточувальних верстатах;
- в обробних центрах і в автоматичних лініях.

TNC 640 і iTNC 530 характеризуються оптимізованим управлінням переміщенням, коротким часом обробки кадру і спеціальними стратегіями регулювання. Все це разом з цифровою архітектурою і вбудованим цифровим управлінням приводами, включаючи перетворювачі частоти, забезпечує найвищу швидкість обробки з максимально можливою точністю контуру, що особливо необхідно при обробці 3D-контурів.

Токарний контур в TNC 640 програмується як і зазвичай - в діалозі відкритим текстом. Крім цього є специфічні токарські елементи контуру (канавки, виточки, виточки під різьбу), а також токарські цикли.

Оптимізований інтерфейс користувача в TNC 640 надає наступні можливості: колірне виділення синтаксису, єдиний редактор таблиць і smartSelect - графічне вікно швидкого вибору для різних функцій.

7.2 Режими різання

Вихідні дані:

Деталь – «Кришка» згідно креслення (рисунок 7.1)

Матеріал деталі – Сталь 45

Квалітет точності – 14

Шорсткість поверні – Ra 12.5 мкм

Виробництво – дрібносерійне

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

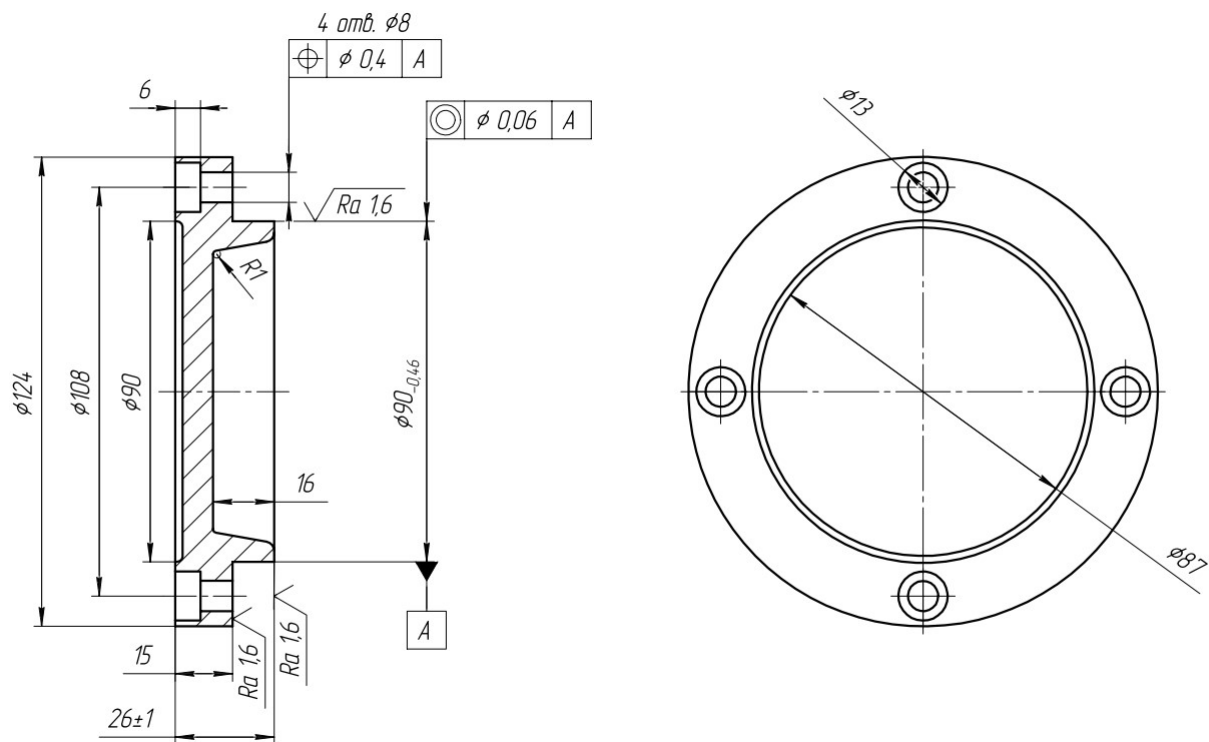


Рисунок 7.1 – Креслення деталі «Кришка»

Вибір варіанта маршруту обробки.

Маршрут обробки визначаємо виходячи з дрібносерійного виробництва, де бажано використати найменшу кількість інструменту.

Дану деталь будемо обробляти на фрезерному верстаті з ЧПК з лівого боку. Правий бік будемо обробляти на токарному верстаті. Для обробки заданої деталі використовуємо п'ять інструментів: фреза торцева діаметром 60 мм, фреза кінцева діаметром 32 мм, свердло центрувальне діаметром 10 мм, свердло діаметром 8 мм, цековка діаметром 13 мм.

Вибір режимів різання:

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

56

Таблиця 7.1 – Фрезерування площин [карта 56, 65]

Інструмент	Фреза торцева Ø60 мм
Подача F, мм/зуб (мм/хв)	0,16 (1724)
Швидкість різання V, м/хв	254,0
Частота обертів S, об/хв	1347

Таблиця 7.2 - Фрезерування контурне та отвору [карта 79, 84]

Інструмент	Фреза кінцева Ø32 мм
Подача F, мм/зуб (мм/хв)	0,1 (87)
Швидкість різання V, м/хв	22,0
Частота обертів S, об/хв	218

Таблиця 7.3 - Свердління [карта 46]

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Інструмент	Свердло Ø10 мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,25 (191)
Швидкість різання V, м/хв	24,0
Частота обертів S, об/хв	764

Таблиця 7.4 - Свердління [карта 46]

Інструмент	Свердло Ø8 мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,19 (192)
Швидкість різання V, м/хв	25,5
Частота обертів S, об/хв	1014

Таблиця 7.5 – Цекування [карта 51,]

Інструмент	Цековка Ø13 мм
Подача F, мм/зуб (мм/хв)	0,27 (215)
Швидкість різання V, м/хв	10,8
Частота обертів S, об/хв	199

7.3 Складання програми обробки

Щоб програма була компактнішою та її написання займало менше часу використовуємо стандартні цикли обробки та повторювані частини виносимо в підпрограму, що розташовується в кінці основної програми.

Складена програма виглядає наступним чином.

```

0 BEGIN PGM KRYSHKAT MM
1 BLK FORM CYLINDER Z R65 L24 DIST+2 RI0
2 TOOL CALL 30 Z S1347 F1724
3 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3
4 CYCL DEF 230 FREZ.ZA NIESK.PROCH. ~
  Q225=-65 ;1-JA KOORD.NACH.TOCH ~
  Q226=-65 ;2-JA KOORD.NACH.TOCH ~
  Q227=+0 ;KOORD.POWIERCH. ~
  Q218=+130 ;DLINA 1-OJ STORONY ~

```

Q219=+130 ;DLINA 2-OJ STORONY ~

Q240=+3 ;KOLICH.PROCHODOW ~

Q206=+150 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q207=+1724 ;PODACHA FREZER. ~

Q209=+1724 ;PODACHA MESHDU WREZ. ~

Q200=+4 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE

5 CYCL CALL

6 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

7 TOOL CALL 16 Z S218 F87

8 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

9 L X+0 Y+0 Z+50 FMAX

10 CYCL DEF 257 CIRCULAR STUD ~

Q223=+124 ;DIAM.GOTOWOJ DETALI ~

Q222=+130 ;DIAMETR ZAGOTOWKI ~

Q368=+2 ;PRIPUSK NA STORONU ~

Q207=+87 ;PODACHA FREZER. ~

Q351=+1 ;TIP FREZEROWANIA ~

Q201=-22 ;GLUBINA ~

Q202=+22 ;GLUBINA WREZANJA ~

Q206=+87 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q200=+2 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE ~

Q203=+0 ;KOORD. POVERHNOСТИ ~

Q204=+50 ;2-YE BEZOP.RASSTOJ. ~

Q370=+1 ;PEREKRITIE TRAEKTOR. ~

Q376=-1 ;UGOL NACHAL.TOCHKI

11 CYCL CALL

12 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

13 TOOL CALL 5 Z S764 F191

14 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

15 CYCL DEF 240 ZENTRIROVANIE ~

Q200=+2 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE ~

Q343=+0 ;VIBOR DIAM./GLUBINA ~

Q201=-4 ;GLUBINA ~

Q344=-8 ;DIAMETR ~

Q206=+191 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q211=+0 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~

Q203=+0 ;KOORD. POVERHNOTI ~

Q204=+2 ;2-YE BEZOP.RASSTOJ.

16 CALL LBL 1

17 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

18 TOOL CALL 4 Z S1014 F192

19 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX

20 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~

Q200=+2 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE ~

Q201=-17 ;GLUBINA ~

Q206=+192 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~

Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~

Q203=+0 ;KOORD. POVERHNOTI ~

Q204=+2 ;2-YE BEZOP.RASSTOJ. ~

Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~

Q213=+0 ;KOL.OPER.LOMKI STRU. ~

Q205=+1 ;MIN.GLUBINA WREZANJA ~

Q211=+1 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~

Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~

Q256=+1 ;WYCHOD PRI LOMANII ~

Q395=+0 ;DEPTH REFERENCE

21 CALL LBL 1

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

22 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX
 23 TOOL CALL 7 Z S199 F215
 24 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX
 25 CYCL DEF 200 SWERLENIE ~
 Q200=+2 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE ~
 Q201=-6 ;GLUBINA ~
 Q206=+215 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q202=+3 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
 Q203=+0 ;KOORD. POVERHNNOSTI ~
 Q204=+2 ;2-YE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q211=+1 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
 Q395=+0 ;DEPTH REFERENCE
 26 CALL LBL 1
 27 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M30
 28 LBL 1
 29 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~
 Q216=+0 ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
 Q217=+0 ;2-JA KOORD.CENTRA ~
 Q244=+108 ;DIAMETR OBRAZUI. ~
 Q245=+0 ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
 Q246=+360 ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
 Q247=+90 ;SCHAG UGLA ~
 Q241=+4 ;CHISLO POWTORENIJ ~
 Q200=+2 ;BEZOPASN.RASSTOYANIE ~
 Q203=+0 ;KOORD. POVERHNNOSTI ~
 Q204=+2 ;2-YE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q301=+1 ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
 Q365=+0 ;WID PEREMESCHENJA

30 LBL 0

31 END PGM KRYSHKAT MM

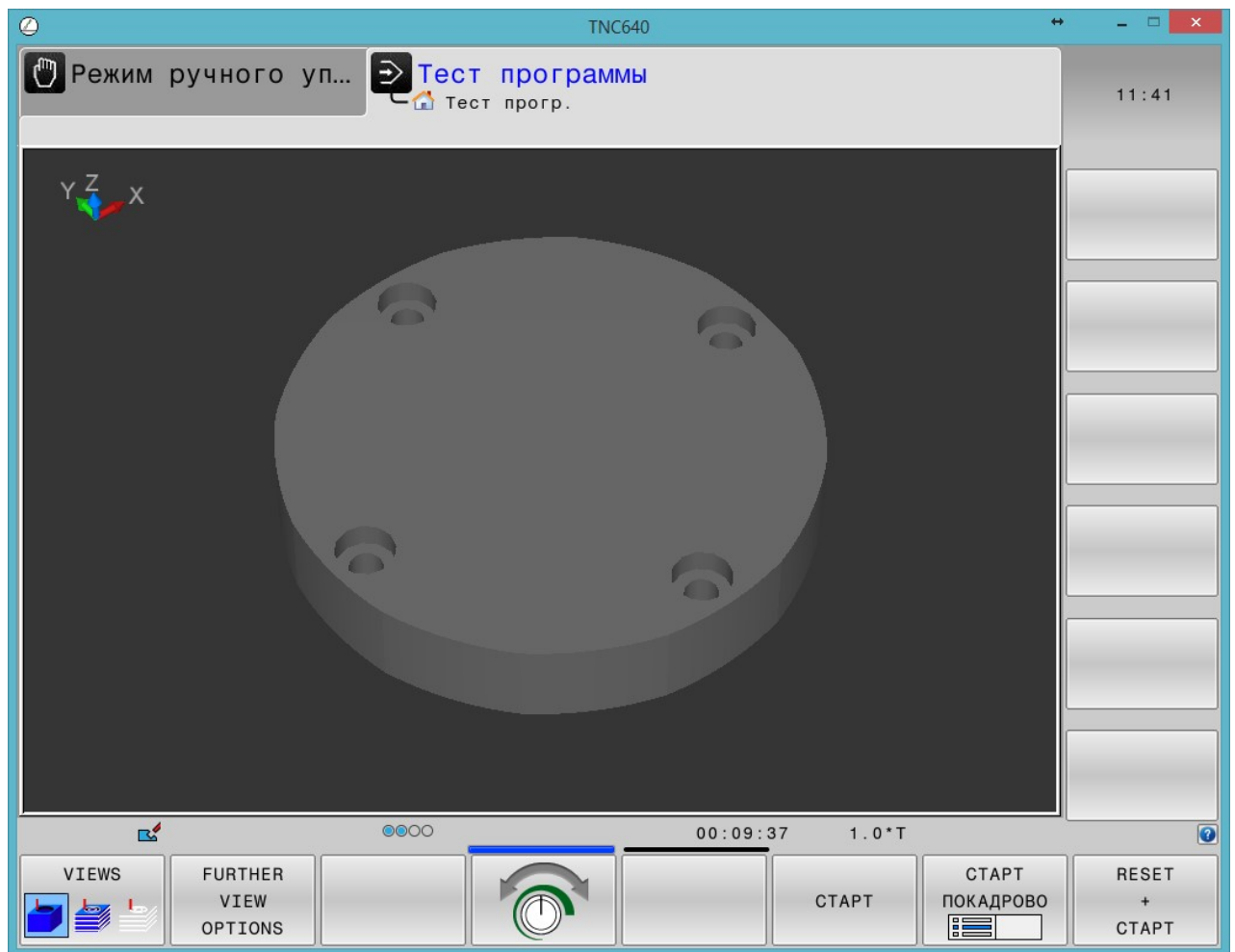
7.4 Тест програми

Після написання програми необхідно провести її тест (рисунок 7.2)

Тест програми показав її працездатність.

Програма складається з 31 кадрів де використовується п'ять інструментів.

Час обробки деталі склав дев'ять хвилин і тридцять сім секунд.



					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Рисунок 7.2 – Інтерфейс тесту програми

8. Охорона праці

8.1. Загальна інформація

Однією з найважливіших особливостей машинобудівного виробництва є забезпечення безпечних умов праці, для чого необхідне строге дотримання правил безпеки праці.

До небезпечних чинників при обробці металів різанням відносяться: рухомі частини верстатів виробу або заготовки, стружка і осколки інструментів, нагріті поверхні устаткування, інструменту і заготовок, висока напруга в силовій електричній мережі і статична електрика, підйомно - транспортний пристрій і вантажі, які переміщують.

Шкідливими виробничими чинниками є: підвищена або знижена температура, високі вологість і швидкість руху повітря робочої зони, підвищені рівні ультразвука, теплових, іонізуючих, інфрачервоних і інших випромінювань, підвищений вміст пороши і газів у області робочої зони, високий рівень шуму і вібрації, недостатня освітленість, підвищена яскравість світла і пульсації світлового потоку.

Збереження здоров'я людини і висока ефективність праці можуть бути досягнуті при забезпеченні відповідності технічних параметрів з устаткування антропометричним, фізіологічним, психофізичним і психологічним можливостям людини.

8.2. Техніка безпеки при роботі на токарному верстаті

Основними небезпечними виробничими факторами при роботі на токарних верстатах є стружка, ріжучий інструмент, рухомі частини верстата.

Особливу небезпеку являє собою зливна стружка, яка утворюється при проточуванні в'язких сталей. Для того, щоб забезпечити захист робітників від

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

травмування зливною стружкою, застосовують різні пристрої для її завивання та дроблення.

У якості засобів захисту в цьому випадку використовують огороження зони різання захисними екранами, а також захисні окуляри.

Важливою умовою безпеки при роботі твердосплавним інструментом є виконання встановлених режимів різання, так як твердосплавні пластини можуть руйнуватися і наносити травми. Не менш важливим є виключення верстату наступному порядку: спочатку виключають подачу, а потім - обертання шпинделю.

Однією з причин нещасних випадків є захват звисаючих частин одягу (як правило рукавів) на ходові гвинти та вали. Для попередження таких випадків слід строго виконувати правила використання спецодягу.

При закріпленні заготовок у кулачковому та мембранному патроні причиною травмування може бути забутий в патроні ключ. У цьому випадку слід використовувати ключ, у якого при натисканні на нього вставка ключа входить у гніздо патрону, а при відпусканні пружина виштовхує ключ.

В токарних верстатах повинен бути справним нульовий захист, який робить неможливим самовільне включення верстату у випадку, коли електроенергія знову подається після раптового зникнення.

8.3. Облік вимог охорони навколишнього середовища при застосуванні змащувально - охолоджуючих технологічних засобів

В умовах машинобудівних підприємств особливо при використанні різних видів ЗОТЗ в повітрі постійно присутні аерозолі різного походження і концентрації. Потрапляючи в організм людини через органи дихання, шкірний покрив або травну систему шкідливі речовини можуть викликати гострі і хронічні професійні захворювання.

					<i>МД.1М63.00.000.ПЗ</i>	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

На проектованому устаткуванні можуть використовуватися як масляні ЗОТЗ типу: МР-1, МР-3, МР-4, ЛЗ-1ПІО, ОСМ-5, РЗ-ЗОТС8, так і емульсії на водній основі типу: Укринол-1, Аквол-2, Унізор-1. Проте застосування емульсій на водній основі можливо тільки при дотриманні наступних правил: не застосовувати емульсію, що викликає корозію деталей верстата; емульсія не повинна змивати масляну плівку; у разі спаду емульсії у верстаті поповнення за рахунок додавання води не допускається; постійно спостерігати за справністю ущільнень блоку шпинделя поздовжнього супорта.

У зв'язку з виділенням шкідливих речовин в процесі обробки необхідно контролювати їх вміст в повітрі робочої зони на відповідність ГОСТ 12.1.005 - 76 «Повітря робочої зони». Враховуючи повну огорожу зони різання від працюючого і велику періодичність включення, застосування місцевої вентиляції не є необхідним оскільки достатньо наявність у виробничому приміщенні загальної обмінної вентиляції. Режими різання, вживані ЗОТЗ повинні вибиратися з умови мінімального утворення шкідливих речовин в процесі різання. При використанні в якості ЗОТЗ масла сульфозфрезола при інтенсивних режимах різання, або при обробці металів з утворенням дрібної стружки, необхідно встановити фільтри централізованого відсмоктування парів ЗОТЗ з робочого простору верстата.

Доцільним є застосування спеціальних сопел для подачі ЗОТЗ в зону різання рекомендованих до застосування ГОСТ 12.3.025 - 80, що гарантують утворення мінімальної кількості аерозоля.

З метою оберігання працюючих від шкідливої дії ЗОТЗ при роботі на токарному напівавтоматі встановлені спеціальні захисні екрани що запобігають попаданню ЗОТЗ на робітника.

Оскільки в ході роботи виникає необхідність доступу в робочу зону, працівник забезпечується спеціальними дерматологічними засобами для захисту шкіри рук: гідрофобним кремом «Захисний», і рукавицями типу Б (з

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

вточним напалком), згідно ГОСТ 12.4.010 - 75. Також працюючий забезпечується і засобами індивідуального захисту: бавовняним костюмом; шкіряними черевиками; захисними окулярами.

Періодичність заміни ЗОТЗ встановлюється за наслідками контролю її змісту, але не рідше за один раз на 6 місяців. Очищення ємностей для приготування ЗОТЗ, трубопроводів і систем подачі слід проводити один раз в 6 місяців для масляних і один раз в 3 місяці для водних ЗОТЗ. Антимікробний захист ЗОТЗ проводиться додаванням бактерицидних присадок і періодичною пастеризацією рідини. Пастеризація ЗОТЗ проводиться нагріванням до 75-80 С, короткочасною витримкою і подальшим охолодженням в регенераторі або охолоджувачі до робочої температури.

8.4. Електробезпека проектного устаткування

По небезпеці поразки електричним струмом приміщення діляться на три класи: без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою і особливо небезпечні. Металорізальний цех обладнаний токарними верстатами відповідно до (ПУЕ) відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою поразки струмом, оскільки в цеху можливо появи струмопровідного пилу, є велика кількість металоконструкцій сполучених із землею (верстати, транспортери, накопичувачі залізні опори і т.д.) є можливість дотику людини одночасно до корпусу верстата і заземленої металоконструкції.

Електроустаткування верстата підключається до джерела живлення тільки через одне введення, трифазну чотирьохдротяну мережу з глухозаземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму напругою 220/380 В.

Електричні ланцюги верстата мають наступні характеристики:

- живильний ланцюг 380 В, 50 Гц., трифазний змінний струм;

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

-ланцюг управління (через трансформатор) 110 В, однофазного змінного струму і 24 В постійного струму (через випрямляч).

- ланцюг освітлення (через трансформатор) 110 В змінного струму.

Безаварійна робота верстата забезпечується при зміні напруги від 0.9 до 1.1 номінального значення і при зміні частоти напруги згідно ГОСТ 6697 - 75.

Проходячи через організм людини, електричний струм викликає термічну, електролітичну і біологічну дію. Термічна дія приводить до опіків різних ступенів тяжкості. Електролітична дія виявляється в розкладанні крові і лімфи, в зміні їх фізико - хімічного складу. Біологічна дія електричного струму обумовлює роздратування і збудження живих тканин організму в мимовільні судорожні скорочення м'язів рук, легенів і серця. В результаті дії струму в організмі людини виникають порушення різної тяжкості, аж до повного припинення діяльності органів кровообігу і дихання. Перераховані види дії електричного струму на організм людини можуть бути викликані електричними травмами і ударами.

Опір ізоляції електроустаткування в будь-якій незаземленій точці не нижче 1 МОм, а для обмоток електродвигунів не меншого 0.5 МОм. Вимірювання опорів ізоляції проводиться за допомогою мегометра під напругою 500 - 1000 В.

Електрошафа верстата має зручне розташування з торця верстата в стороні від рухомих і обертаючихся частин. Для виключення доступу некомпетентних осіб забезпечується спеціальним замком. Зсередини електрошафа пофарбована в яскраво червоний колір згідно ГОСТ 12.2.009 - 80. Не допускається прокладати дрiт з шматків, сполучених паянням або скручуванням і заізолюваних ізоляційною стрічкою.

Для даної мережі основним заходом, що забезпечує безпеку у разі появи напруги на не струмопровідних частинах устаткування, є навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих неструмопровідних частин устаткування (станини, корпусів електродвигунів, пультів керування,

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

каркасів шаф), які можуть опинитися під напругою вище 42 В змінного струму, тобто занулення. Пристрої, які передбачають на устаткуванні для з'єднання з нульовим дротом, мають антикорозійне струмопровідне покриття. Схема занулення представлена на рис 9.1. Метою занулення є перетворення замикання на корпус устаткування, в однофазне коротке замикання з метою спрацювання захисту (згорання плавких запобіжників). Час відключення в цьому випадку складає 5...7 секунд.

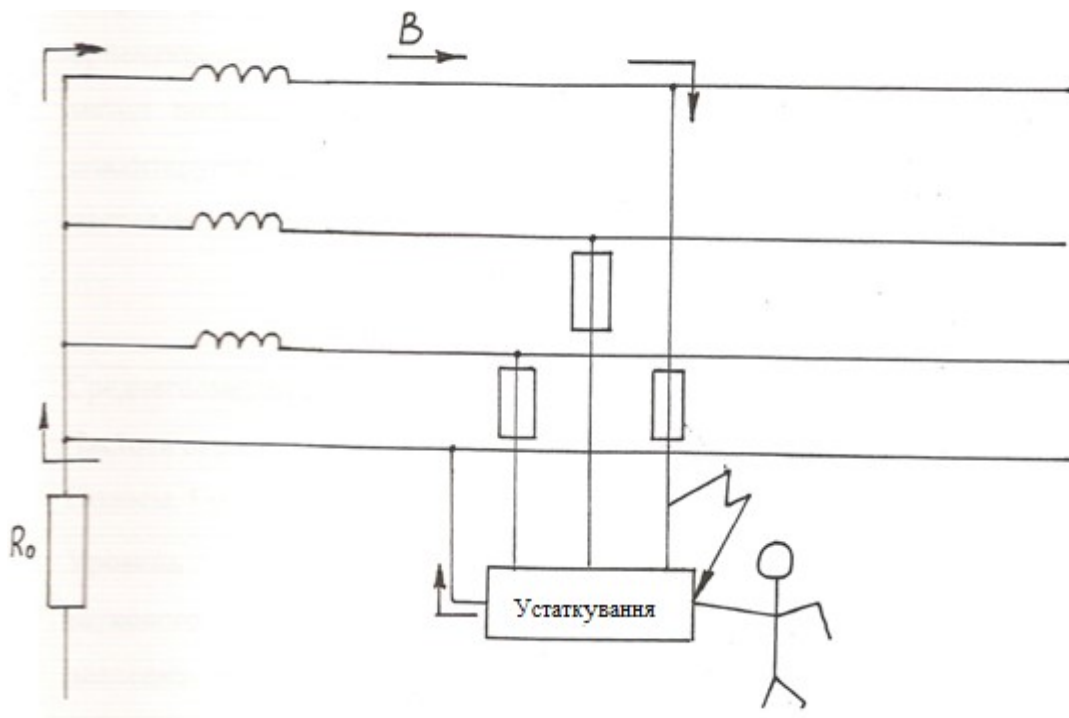


Рисунок 7.1 – Схема занулення

8.5. Пожежна безпека

Одною з основних причин виникнення пожежі при експлуатації проєктованого устаткування є несправність електричної проводки верстата. В цілях запобігання пожежної безпеки необхідно застосовувати кабелі і електропроводки тільки типів вказаних в керівництві застосування верстата, систематично контролювати стан апаратів захисту від перевантажень і від коротких замикань.

Використовувані електричні освітлювальні апарати повинні мати закрите або захищене виконання, а світильники аварійного освітлення повинні приєднуватися до незалежного джерела живлення.

У виробничому приміщенні доцільно застосовувати вогнегасники трьох видів:

- ОХП - 10, вогнегасник хімічний пінний, в якому піна утворюється за рахунок хімічної реакції між кислотою і лугом. Тривалість дії 60 сек. Дальність струменя 6.8 м. ОХП - 10 не можна застосовувати при

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МД.1М63.00.000.ПЗ

Арк.

70

гасінні електроустановок під напругою оскільки струмінь служитиме провідником електричного струму, а також речовин легкозаймистих від води це: калій, натрій карбід кальцію і ін.

- ОУ - 2, ОУ - 5, ОУ - 8 – вуглекислі вогнегасники, призначені для гасіння невеликих загорянь всіх видів палих і тліючих матеріалів, не викликаючи їх псування, а також електроустановок під напругою.

- ОВПУ - 250, вогнегасник повітряно - пінний універсальний (стаціонарна установка пінного пожежогасіння). Тривалість роботи 3.4 хвилини. Площа гасіння до 30м, вага 450 кг Застосовуються для гасіння пожеж вогнебезпечних речовин і ЛВЖ.

Засоби пожежогасіння і пожежний інвентар повинні бути забарвлені в кольори відповідно до вимог ГОСТ 15548 - 70.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Висновки

В дипломному проекті модернізовано токарно-гвинторізний верстат моделі 1М63. А саме:

1. Проведено опис базового верстату.
2. Проаналізовано конструктивні елементи типової деталі обробки. Визначені основні напрямки розширення кінематичних можливостей токарного верстата.
3. Проведено аналітично-інформаційне дослідження верстатів-аналогів різних виробників. На основі аналізу результатів дослідження було прийнято наступні характеристики модернізованого верстату:
 - максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 4000$ об/хв;
 - мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min} = 100$ об/хв;
 - потужність двигуна шпинделя $N_{\text{ел}} = 13$ кВт
4. Проведено розрахунок ПГР.
ПГР модернізованого верстата складається з електродвигуна постійного струму серії 4ПФ132М та двохступінчастої коробки швидкостей.
5. Обґрунтовано вибір конструкції шпиндельного вузла та проведено його розрахунок.
Стара компоновка ШВ не задовольняє новим швидкісним параметрам обробки. Тому була обрана більш надійна схема. У передній опорі встановлюю два кулькових однорядних радіально-упорних підшипника типу 36122 ГОСТ 831-75, а в задній опорі – два підшипники – шарикові однорядні радіально-упорні типу 36128К ГОСТ 831-75.
6. Запропоновано додаткове оснащення для обробки типової деталі, а саме – трьохкулачковий затискний поводковий патрон.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

7. Складено програму обробки деталі «Кришка» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN». Програма складається з 31 кадрів де використовується п'ять інструментів. Час обробки деталі склав дев'ять хвилин і тридцять сім секунд.
8. Надано рекомендації щодо охорони праці та техніки безпеки.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Перелік посилань

1. Справочник конструктора-машиностроителя: Анурьев В.И. в 3 т. - 8-е вид., М.: Машиностроение, 2001.
2. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Кочергин А. И. Посібник для вузів М.: Вища школа 1991. - 382 с.
3. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности 0501 / Сост. Ю.Н. Кузнецов, И.Г. Федоренко, И.И. Верба. – Киев: КПИ, 1988. – 80 с.
4. Режимы резания металлов. Справочник. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М. «Машиностроение», 1972.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.
6. Методические указания к самостоятельным работам по курсу «Металлорежущие станки», раздел «Расчёт и конструирование станков» для студентов специальности 1202 – «Металлорежущие станки и инструменты» / Сост. И.И. Верба, И.Г. Федоренко, С.В. Чикин – Киев: КПИ, 1989. – 52 с.
7. Электродвигатели постоянного тока серии 4ПФ112, 4ПФ132, 4ПФ160, 4ПФ180. Каталог продукции ООО "ЭЛЕКТРОАППАРАТУРА" (<http://www.elmotor.ru/dvg1230.html>).
8. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво «Бескит Біт», 2008. – 448 с.
9. Методические указания и контрольные задания по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» заочного

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

факультета / Сост. Ю.Н. Кузнецов, В.М. Гурко, В.И. Романов. – Киев: КПИ, 1987. – 56 с.

10. Курсовое проектирование металлорежущих станков. Часть I. Учебное пособие. Смольников Н.Я., Подлеснов В.Н., Чурбаков В.Ф. и др. / Волгоград. гос. техн. ун-т, Волгоград, 1994, 161 с.
11. Металлорежущие станки. Кучер И.М. Изд-во «Машиностроение». Ленинград, 1970. – 720 с.
12. Детали маши. Проектирование. Учебное пособие для технических ВУЗов Л.В. Курзман, А.Т. Скойбеда.. 2-е изд., испр. и доп. / Минск: УП «Технопринт», 2002. – 159 с.
13. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для учащихся технических специальностей техникумов / А.С. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. 2-е изд. перераб. и доп. – Машиностроение, 1988. – 416с.
14. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю: Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. В.А. Стадник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 108 с.
15. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В.И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2005. – 368 с.

					МД.1М63.00.000.ПЗ	Арк.
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75